



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PISA

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale

Tesi di laurea in Ingegneria Aerospaziale

**Definizione di architettura, progettazione e analisi della
rigidezza strutturale di un attuatore elettromeccanico
fault-tolerant per comandi di volo**

Relatori:

*Prof. Ing. **Roberto GALATOLO***

*Ing. **Gianpietro DI RITO***

Candidato:

Valerio La Placa

ANNO ACCADEMICO 2007/2008

Ai miei genitori

ed a Sara

con tanto amore

Sommario

L'obiettivo principale del presente lavoro di tesi è la definizione della architettura e il progetto preliminare della sezione meccanica di un attuatore *fault-tolerant* per comandi primari di volo di velivoli “*All-Electric*”, in prospettiva di una realizzazione prototipica dello stesso presso il Dipartimento Ingegneria Aerospaziale (DIA).

Sviluppate diverse configurazioni possibili si è effettuata un'analisi preliminare di affidabilità dell'attuatore mediante *Fault Tree Analysis* (FTA) al fine di individuare quella più compatibile con i requisiti di affidabilità fissati dalla normativa di riferimento. Definita l'architettura dell'attuatore, si è effettuata una ricerca su mercato della componentistica elettrica, elettronica e meccanica (motori brushless, trasduttori di posizione, ball screw) da utilizzare per l'effettivo assemblaggio del prototipo.

Una volta consolidata la soluzione, si è passati al disegno dell'attuatore tramite modellazione solida in ambiente *Catia V5R9*.

I modelli sviluppati sono infine stati utilizzati per effettuare una valutazione della rigidità dell'attuatore mediante analisi FEM, focalizzando l'attenzione sullo studio dello stato di sollecitazione e di deformazione nelle zone di contatto fra i corpi.

SOMMARIO	II
<i>INDICE DELLE FIGURE</i>	<i>VI</i>
<i>INDICE DELLE TABELLE</i>	<i>IX</i>
<i>INDICE DEGLI ACRONIMI</i>	<i>X</i>
INTRODUZIONE.....	1
1 ATTUAZIONE ELETTROMECCANICA NEI VELIVOLI <i>ALL-ELECTRIC</i>.....	3
1.1 Vantaggi dell'architettura "All-Electric"	3
1.2 Attuazione EMA per comandi di volo.....	7
1.3 Problematiche di sicurezza negli attuatori EMA.....	9
1.4 Architetture di attuatori EMA fault-tolerant.....	11
1.5 Tipologie di motori elettrici per attuatori EMA	13
1.5.1 Motori SRM.....	13
1.5.2 Motori brushless	14
1.6 Viti a ricircolo di sfere e viti a rulli planetari.....	16
1.7 Possibili architetture di attuatori EMA	18
1.7.1 Lucas Aerospace Ema.....	18
1.7.2 Multi-lane smart electromechanical actuator.....	21
1.7.3 Direct drive EMA	23
1.7.4 Hingeline EMA.....	24
2 DEFINIZIONE DI ARCHITETTURA E ANALISI DI SICUREZZA DELL'ATTUATORE	26
2.1 Stima del livello di sicurezza	26

2.2	Architetture possibili per un sistema di attuazione dei comandi di volo	27
2.2.1	Albero dei guasti nella configurazione <i>Simplex</i>	28
2.2.2	Albero dei guasti nella configurazione <i>Duplex</i>	32
2.3	Architettura dell'attuatore elettromeccanico	37
2.4	Modalità operative e condizioni di funzionamento.....	40
2.5	Vita operativa e probabilità di guasto del ball screw	41
2.5.1	Stima del carico dinamico sulla <i>ball screw</i>	43
3	PROGETTAZIONE MECCANICA E SELEZIONE DEI COMPONENTI COSTITUENTI L'ATTUATORE	53
3.1	Requisiti di riferimento	53
3.2	Dimensionamento della vite di manovra.....	54
3.3	Dimensionamento degli ingranaggi	57
3.3.1	Riduttore epicicloidale.....	57
3.3.2	Ruote dentate	59
3.4	Dimensionamento del motore elettrico	62
3.5	Dimensionamento dei dispositivi di sicurezza	65
3.6	Architettura definitiva del prototipo di EMA	68
4	ANALISI DI RIGIDEZZA DELL'ATTUATORE.....	73
4.1	Modello di calcolo della rigidezza complessiva	73
4.2	Valutazione della rigidezza torsionale dei rotismi	79
4.2.1	Blocco prima ruota	79
4.2.2	Blocco seconda ruota.....	85
4.3	Stima della rigidezza del riduttore epicicloidale	89
4.4	Stima della rigidezza lineare del ball screw.....	89
4.4.1	Schema analisi	90
4.4.2	Procedura iterativa di calcolo	92

4.4.3	Analisi della madrevite	94
4.4.4	Analisi della sfera	100
4.4.5	Analisi della vite	104
4.4.6	Valutazione della rigidezza del <i>ball screw</i>	111
4.5	Calcolo della rigidezza totale dell'attuatore	112
5	CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....	115
	APPENDICE A	119
	BIBLIOGRAFIA.....	120
	RINGRAZIAMENTI.....	124

Indice delle figure

Figura 1.1: Tipologie di alimentazione dei sistemi di bordo dei velivoli (configurazione convenzionale), da [1]	3
Figura 1.2: Stima del peso dei sistemi di bordo nel passaggio al velivolo <i>All-Electric</i> , da [2]	5
Figura 1.3: Superfici primarie di controllo per velivolo commerciale, da [4]	8
Figura 1.4: Modulo di attuazione dell'attuatore <i>Lucas</i> , da [5]	19
Figura 1.5: Diagramma funzionale modulo ECU, da [5]	21
Figura 1.6: Configurazione <i>torque summing</i> , da [6]	22
Figura 1.7: Architettura <i>torque summing</i> , da [6]	22
Figura 1.8: <i>Direct drive</i> EMA	23
Figura 1.9: <i>Hingeline</i> EMA	24
Figura 2.1: Schema dell'architettura <i>Simplex</i>	27
Figura 2.2: Schema dell'architettura <i>Duplex</i>	28
Figura 2.3: <i>Fault Tree Analysis</i> per configurazione <i>Simplex</i> a singola superficie	30
Figura 2.4: <i>Fault Tree Analysis</i> per configurazione <i>Simplex</i> con superficie di controllo divisa in due	31
Figura 2.5: Albero dei guasti principale per configurazione <i>Simplex</i> per la superficie divisa in tre	32
Figura 2.6: <i>Fault Tree Analysis</i> per configurazione <i>Duplex</i> a singola superficie	34
Figura 2.7: <i>Fault Tree Analysis</i> per configurazione <i>Duplex</i> con superficie divisa in due	35
Figura 2.8: Albero dei guasti principale per configurazione <i>Duplex</i> per la superficie divisa in tre	36
Figura 2.9: Architettura del prototipo di attuatore elettromeccanico	39

Figura 2.10: Direzione di carico per la <i>ball screw</i>	43
Figura 2.11: Ipotetico profilo di missione di un velivolo militare.....	44
Figura 2.12: Schema della cinematica dell'attuatore.....	45
Figura 2.13: Momento di cerniera in funzione della corsa della <i>ball screw</i> ..	46
Figura 2.14: Ciclo di moto standard per la vite di manovra	47
Figura 3.1: Modello <i>Catia</i> della vite a ricircolo di sfere <i>SKF BND32x5R</i> ..	56
Figura 3.2: Modello in <i>Catia</i> del riduttore epicicloidale <i>Vogel MPV 00</i>	58
Figura 3.3: Modello in <i>Catia</i> della ruota dentata.....	61
Figura 3.4: Caratteristiche delle prestazioni del motore <i>Moog G413-4xx</i> ...	64
Figura 3.5: Configurazione completa dell'attuatore in <i>Catia</i>	68
Figura 3.6: Sezione del modello completo	69
Figura 3.7: Confronto ponderale fra le masse dei componenti la catena di trasmissione di potenza.....	72
Figura 4.1: Schema esemplificativo del comportamento dell'attuatore	74
Figura 4.2: Schema a blocchi per la valutazione della rigidità totale.....	75
Figura 4.3: Schema generale per l'analisi di rigidità dell'attuatore	76
Figura 4.4: Modello del blocco del rotismo per l'analisi FEM	80
Figura 4.5: Definizione dei carichi sul primo blocco del rotismo	81
Figura 4.6: Schema dei vincoli sul primo blocco del rotismo	82
Figura 4.7: Spostamenti in direzione y radiale del primo blocco.....	83
Figura 4.8: Tensioni di <i>Von Mises</i> sul primo blocco	84
Figura 4.9: Modello del blocco del secondo rotismo per l'analisi FEM	85
Figura 4.10: Definizione del carico sul secondo blocco del rotismo.....	86
Figura 4.11: Definizione dei vincoli sul secondo blocco del rotismo	87
Figura 4.12: Spostamenti in direzione radiale y del secondo blocco	88
Figura 4.13: Concio vite a ricircolo di sfere per lo studio della rigidità ..	90
Figura 4.14: Schema della procedura iterativa di calcolo.....	93
Figura 4.15: Sezione della vite a ricircolo di sfere	94

Figura 4.16: Definizione del carico agente sulla madrevite	95
Figura 4.17: Definizione dei vincoli sulla madrevite	96
Figura 4.18: Spostamenti lungo la direzione assiale della madrevite.....	98
Figura 4.19: Tensioni di <i>Von Mises</i> sulla madrevite	100
Figura 4.20: Definizione dei carichi agenti sulla sfera	101
Figura 4.21: Definizione dei vincoli sulla sfera	102
Figura 4.22: Tensioni sulla sfera originale	103
Figura 4.23: Particolare delle tensioni sulla sfera scalata.....	103
Figura 4.24: Carichi agenti sulla vite in caso di trazione	106
Figura 4.25: Carichi agenti sulla vite in caso di compressione	106
Figura 4.26: Carichi agenti sulla vite in entrambi i casi	107
Figura 4.27: Spostamenti lungo la direzione assiale della vite in trazione	108
Figura 4.28: Spostamenti lungo la direzione assiale della vite in compressione	109
Figura 4.29: Tensioni sulla vite nel caso di trazione	110
Figura 4.30: Tensioni sulla vite nel caso di compressione	110
Figura 4.31: Peso di ogni singolo componente sulla rigidezza	112
Figura 4.32: Variazione della rigidezza dell'attuatore con la variazione di carico.....	114

Indice delle tabelle

Tabella 1.1: Caratteristiche dei motori per l'impiego con un attuatore.....	15
Tabella 1.2: Esempio di prestazioni di un motore per un EMA per un <i>rudder</i> , da [2]	16
Tabella 1.3: Confronto tra le capacità di carico dinamico e del peso.....	17
Tabella 1.4: Confronto tra le tipologie di EMA (*-svantaggioso, **-medio, ***-vantaggioso)	25
Tabella 2.1: Carichi dinamici e durate di carico per la missione tipo	48
Tabella 2.2: Valori di durata di viti di manovra SKF in funzione del livello di affidabilità, da [W1]	49
Tabella 3.1: Caratteristiche del <i>ball screw SKF BND32x5R</i> , da [W1]	55
Tabella 3.2: Caratteristiche del riduttore planetario <i>Vogel MPV 00</i> , da [W2]	58
Tabella 3.3: Caratteristiche delle ruote dentate a denti dritti.....	60
Tabella 3.4: Caratteristiche del motore <i>brushless Moog G413-4xx</i> , da [W3]	65
Tabella 3.5: Caratteristiche del <i>Motor Clutch</i> e del <i>Fail Safe Clutch</i> prodotti dalla <i>Corbetta</i> , da [W4]	67
Tabella 3.6: Valutazione di prima approssimazione della massa dell'EMA 70	
Tabella 4.1: Valore delle reazioni e delle deformazioni iniziali.....	97
Tabella 4.2: Valori delle reazioni vincolari e della deformazione su ogni contatto del concio di <i>nut</i> al primo passo	97
Tabella 4.3: Valori delle reazioni vincolari e della deformazione su ogni contatto del concio di <i>nut</i> al quarto passo.....	98
Tabella 4.4: Valori delle azioni sulle areole di contatto	105
Tabella 4.5: Parametri caratteristici per la valutazione della rigidità	112
Tabella 4.6: Variazione della rigidità con la variazione di carico	113

Indice degli acronimi

<u>Acronimo</u>	<u>Definizione</u>
DIA	<i>Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale</i>
FTA	<i>Fault Tree Analysis</i>
FO	<i>Fail Operative</i>
EMA	<i>Electro-Mechanical Actuator</i>
FBW	<i>Fly-By-Wire</i>
PBW	<i>Power-By-Wire</i>
FCC	<i>Flight Control Computer</i>
FCS	<i>Flight Control System</i>
MVAD	<i>Monitor Voting Averaging Device</i>
LVDT	<i>Linear Variable Displacement Trasducer</i>
ECU	<i>Electronic Control Unit</i>
ECS	<i>Enviromental Control System</i>
SRM	<i>Switched Reluctance Motor</i>
BLACM	<i>Brushless ac Motor</i>
MC	<i>Motor Clutch</i>
FSC	<i>Fail Safe Clutch</i>
HS	<i>Hall-effect Sensor</i>

Introduzione

Il presente lavoro di tesi ha come obiettivo la definizione di architettura e la progettazione della sezione meccanica di un attuatore elettromeccanico *fault-tolerant* per comandi primari di volo. L'uso di attuatori elettromeccanici per la movimentazione delle superfici di controllo primarie è una novità nel campo degli impianti di bordo (tradizionalmente dotati di attuazione servoidraulica) ma è attualmente una linea di ricerca molto importante per lo sviluppo di velivoli “*All-Electric*”, in cui tutti gli impianti di bordo risultano utenze del generatore elettrico con notevoli vantaggi in termini di riduzioni di peso globale, di costi operativi e di ecocompatibilità. Nella prima fase dello studio è stata effettuata una ricerca bibliografica con lo scopo di individuare le configurazioni di attuatori EMA già esistenti e di confrontare le loro prestazioni con la tecnologia idraulica.

La parte principale della tesi ha interessato la definizione di una possibile architettura in termini di componenti da utilizzare per la realizzazione di un eventuale prototipo che possieda una logica di ridondanza necessaria per il rispetto dei requisiti di affidabilità del sistema. Dalle diverse configurazioni sviluppate, attraverso un'analisi basata sull'albero dei guasti (FTA), si è scelta la più compatibile con i requisiti di affidabilità fissati dalla normativa di riferimento.

L'architettura definitiva dell'attuatore elettromeccanico è costituita da due motori *brushless*, la catena cinematica, un riduttore epicycloidale ad elevate prestazioni, dispositivi di sicurezza quali innesti, freni e frizioni, ed una vite a ricircolo di sfere.

Una volta effettuata la ricerca sul mercato della componentistica necessaria per la soluzione definitiva, si è modellato l'attuatore in ambiente *Catia V5R9*.

Infine si è passati alla valutazione della rigidità del sistema globale facendo riferimento ad un'analisi agli elementi finiti per l'intera catena cinematica. La rigidità dell'attuatore rivela la sensibilità e l'accuratezza del controllo da progettare ed è importante per lo studio dei fenomeni aeroservoelastici.

L'analisi FEM è stata eseguita utilizzando il modulo di calcolo presente all'interno del programma di modellizzazione solida *Catia*. Nel calcolo strutturale si è posta attenzione alla valutazione dello stato di tensione e di deformazione delle zone di contatto tra gli elementi a superficie curva che si verificano in maniera importante tra le sfere e le piste di rotolamento della vite di manovra a ricircolo di sfere, necessaria per la conversione del moto da rotatorio a lineare.

Il teorico contatto puntuale che si verifica tra queste superfici è in realtà un'area ben definita dalla teoria dei contatti sviluppata da *Hertz*, per la deformazione elastica che avviene a causa della forza di pressione tra i due elementi. Vista l'impossibilità del programma di calcolo FEM nel gestire il contatto puntuale, si è sviluppata una procedura iterativa, avendo un problema iperstatico per la determinazione delle reazioni che si scambiano i suddetti elementi, al fine di valutare le aree di contatto *hertziane* generate da tali azioni.

1 Attuazione elettromeccanica nei velivoli *All-Electric*

1.1 Vantaggi dell’architettura “All-Electric”

Le soluzioni tecnologiche tradizionalmente utilizzate per gli impianti di bordo dei velivoli prevedono l’uso di sistemi a potenza idraulica, elettrica e pneumatica, come mostrato in fig.1.1.

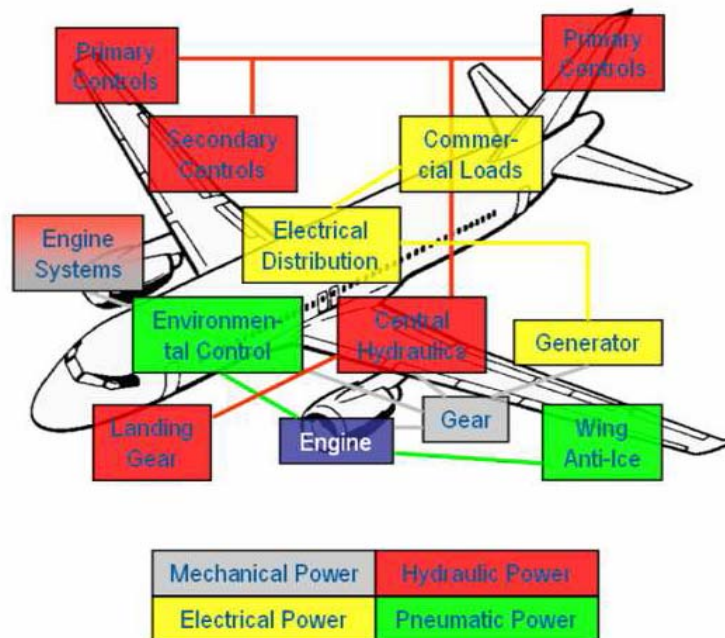


Figura 1.1: Tipologie di alimentazione dei sistemi di bordo dei velivoli (configurazione convenzionale), da [1]

Nella progettazione dei sistemi di bordo dei velivoli si riscontra attualmente una forte spinta verso l’integrazione e l’ottimizzazione energetica dei sottosistemi.

Da tale esigenza prende spunto una tendenza progettuale nota come *All-Electric Aircraft* secondo la quale tutti i sistemi di bordo possono esser progettati come utenze dell’impianto elettrico.

In tale contesto, notevoli sforzi sono stati profusi dalla comunità scientifica per lo sviluppo di attuatori elettromeccanici (*Electro-Mechanical Actuators*, EMA) allo scopo di sostituire i tradizionali attuatori servoidraulici nella movimentazione dei comandi di volo, sia primari che secondari, con l’obiettivo di ottenere sistemi di controllo cosiddetti *Power-By-Wire* (PBW), alternativi ai tradizionali *Fly-By-Wire* (FBW), basati sull’uso di attuatori idraulici.

L’attenzione nel passaggio ad un velivolo *All-Electric* viene focalizzata sull’affidabilità del sistema elettrico, sulla ridondanza necessaria del sistema per la sicurezza in volo, sulla rigidità del sistema stesso, sulla capacità termica e sulla dissipazione del calore e sul raggiungimento delle medesime prestazioni della sua controparte idraulica.

Gli obiettivi che si vuol tentare di raggiungere con l’adozione dei sistemi elettrici sono:

- Riduzione del peso

La rimozione dei sistemi idraulici e pneumatici e la loro sostituzione con quello elettrico influenza molto la riduzione del peso e dell’ingombro stesso dell’impianto nel suo complesso.

Un reale vantaggio in peso si ottiene mediante una sofisticata elettronica per realizzare il *Power Management System*, capace di parzializzare l’energia elettrica verso sistemi (come l’ECS) che possono sopportare riduzioni temporanee di energia. Contrariamente, i generatori elettrici sarebbero enormi e pesanti.

Analizzando il peso dei sistemi di bordo nella loro interezza si evince una riduzione del peso globale nel passaggio da un velivolo convenzionale ad uno *All-Electric*, fig. 1.2.

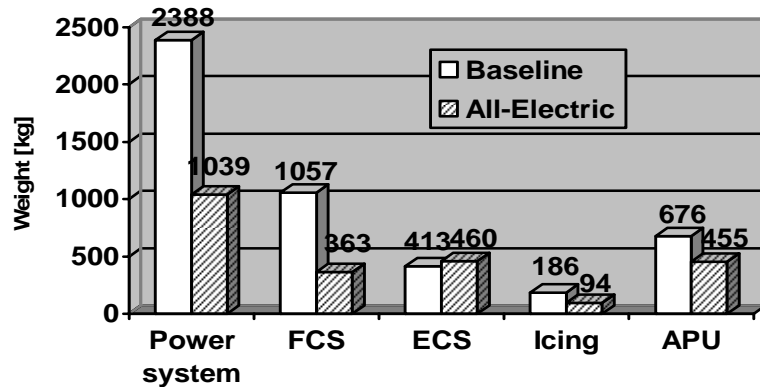


Figura 1.2: Stima del peso dei sistemi di bordo nel passaggio al velivolo *All- Electric*, da [2]

Considerando un velivolo da trasporto civile da 300 passeggeri, nel passaggio da impianti convenzionali a *All-Electric* e dove le superfici mobili sono movimentate da un totale di 32 attuatori, si stima che a fronte di una penalizzazione di circa 214 kg dovuta all'utilizzo di attuatori elettromeccanici rispetto a quelli idraulici, ci sarà un guadagno di peso di circa 2077 kg nel sistema complessivo, per un risparmio totale di peso di circa 1863 kg, [2]

- Riduzione dei costi

Altro aspetto fondamentale è la riduzione dei costi complessivi del velivolo.

Connessa alla diminuzione del peso globale è la riduzione dei consumi di carburante. In particolare, viene stimato che è possibile ridurre del 25% picchi di potenza richiesti al propulsore degli

impianti di bordo, con una conseguente riduzione del 5% del carburante consumato. Per esempio, per un A340 si stima un risparmio di carburante di 550 lb per ogni 10 ore di volo, [6].

Il passaggio ad una unica fonte di energia, quella elettrica, comporta una semplificazione di realizzazione e di installazione dell'intero impianto (assenza dei rigidi tubi) e di conseguenza ad una riduzione dei costi di manutenzione; non occorre più personale specializzato per le diverse tipologie di sistemi e non occorre una manutenzione periodica intensiva come per gli impianti idraulici.

- Ottimizzazione energetica

L'eliminazione dell'impianto idraulico significa eliminare la necessità di alimentare gli attuatori idraulici con i flussi di *leakage*, con conseguente dissipazione di energia “a vuoto”. Nel sistema elettrico, invece, il generatore eroga potenza solo quando c'è un'effettiva necessità di movimentare le superfici di controllo.

Inoltre, eliminare condotti pressurizzati con fluidi infiammabili ad elevate temperature diminuisce il rischio di incendio e consente l'introduzione di nuove soluzioni strutturali con l'impiego di minori sistemi di protezioni per il calore e dei fluidi. La rimozione dell'impianto pneumatico influisce poi sul sistema di condizionamento e sul sistema di pressurizzazione della cabina.

Attualmente l'aria in cabina è fornita spillandola dal compressore del motore attraverso l'*Environmental Control System* (ECS)¹. Un ECS azionato elettricamente ridurrebbe problemi legati alla qualità

¹ L'*Environmental Control System* di un velivolo fornisce aria, provvede al controllo della temperatura e alla pressurizzazione in cabina. Il sistema di raffreddamento dell'avionica, il sistema di individuazione di fumo e il sistema anti-incendio sono comunemente considerati parte dell'ECS.

dell'aria, sbalzi di pressione per i passeggeri durante variazione della manetta, e comporterebbe un risparmio approssimativamente dell'1% di carburante consumato [2].

- Ecocompatibilità

L'introduzione di nuove tecnologie, che ha come scopo il miglioramento delle prestazioni e la riduzione dei costi, deve comunque tener conto degli effetti che può avere sull'ambiente e in quest'ottica è diretta la progettazione di velivoli con sistemi interamente elettrici. Negli impianti tradizionali idraulici, il fluido deve possedere e mantenere delle precise caratteristiche e ciò rende necessario una manutenzione frequente e la sostituzione del fluido stesso. Eliminare gli impianti idraulici, e quindi i fluidi ad essi connessi, consente di eliminare il problema dello smaltimento del fluido idraulico.

1.2 Attuazione EMA per comandi di volo

Nel contesto descritto l'attenzione dello studio è stata rivolta alla possibile applicazione del sistema elettromeccanico di attuazione alle superfici primarie di controllo del velivolo, fig. 1.3.

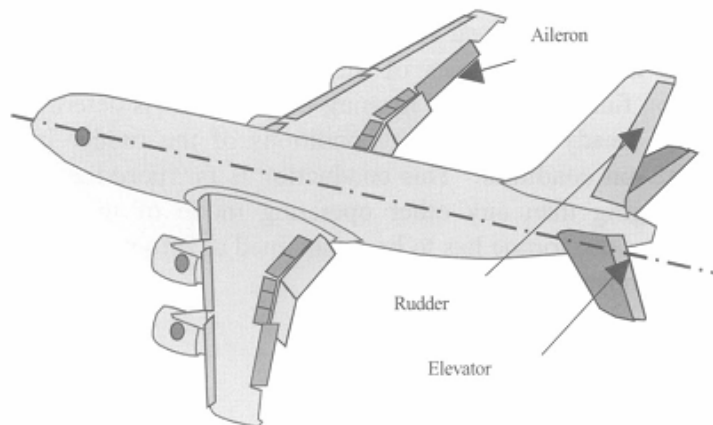


Figura 1.3: Superfici primarie di controllo per velivolo commerciale, da [4]

Un sistema di attuazione elettromeccanica per le superfici di controllo può esser rappresentato con i suoi elementi principali, fig. 1.4

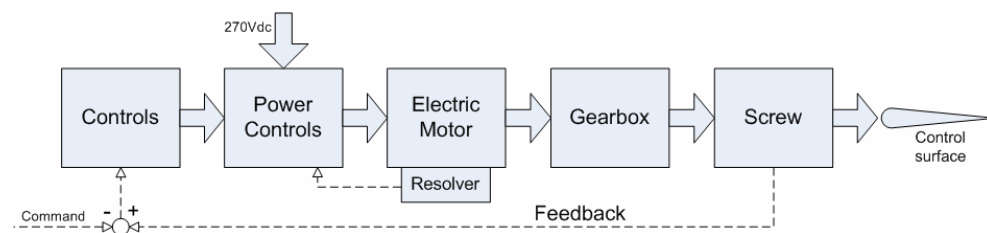


Figura 1.4: Schema generale di funzionamento di un attuatore EMA

Si evidenziano i componenti base per il sistema di attuazione:

- una sorgente di potenza elettromeccanica (*electric motor*)
- un meccanismo di ingranaggi (*gearbox*) che riduce la velocità di rotazione del motore
- un elemento che trasforma il moto da rotatorio a lineare (*screw*) responsabile dell'estrazione dello stelo
- un controllo della posizione per l'intero sistema

1.3 Problematiche di sicurezza negli attuatori EMA

Un *Electro-Mechanical Actuator* (EMA) è dunque costituito da una sorgente di potenza elettrica (motore elettrico) e da un meccanismo di ingranaggi necessario per l'estrazione dello stelo, fig. 1.5 [3].

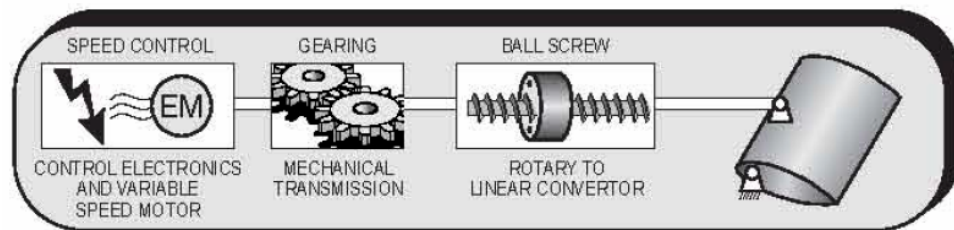


Figura 1.5: Esempio di *Electro-Mechanical Actuator*

L'utilizzo di organi meccanici rotanti con contatto metallo/metallo per la trasmissione del moto (*roller screw* o *ball screw*) genera problemi di danneggiamento superficiale che possono portare ad effetti molto pericolosi: il *jamming* (bloccaggio) dell'attuatore è uno dei principali problemi. Il grippaggio degli organi meccanici può avvenire per un utilizzo al di là del limite di tempo consentito, per contaminazione dei contatti tra gli organi rotanti od una lubrificazione insufficiente.

Data l'elevata pericolosità di tale evento, si dovrà provvedere al suo monitoraggio. Si possono così monitorare i carichi applicati oppure, per un sistema in continuo utilizzo, l'attività termica (un buon indice per valutare i problemi di *jamming*). Uno strisciamento della sfera nella pista genera un aumento di temperatura rispetto a quella che avrebbe in condizioni di rotolamento; questo potrà avvisare del pericolo al quale si andrà incontro.

Il problema del *jamming* è uno dei motivi principali per cui l'attuazione elettromeccanica non è ancora stata applicata alle superfici primarie di volo (mentre ha già avuto molte applicazioni per quelle secondarie).

Un attuatore, in genere, deve possedere un'adeguata capacità di smorzamento delle vibrazioni per la prevenzione del fenomeno di *flutter* sulla superficie di controllo. Tale evento è problematico in caso di avaria del motore elettrico in quanto la superficie rimane sotto l'azione delle sole forze aeroelastiche senza alcun meccanismo di contrasto ai suddetti carichi.

Per un attuatore servoidraulico lo smorzamento necessario può essere garantito da un *bypass* delle camere idrauliche, ed è legato al fluido che passa attraverso l'orifizio tra le camere. Per un attuatore EMA lo smorzamento dipende dalle forze di attrito tra le parti meccaniche in contatto.

Uno smorzamento addizionale, indispensabile per assicurare le caratteristiche di smorzamento necessarie, può esser fornito attraverso sistemi di controllo elettronici attivi ed anche mediante sistemi passivi.

Un altro aspetto da tener presente sarà l'elevata sensibilità al calore dell'intero sistema. Per raggiungere le prestazioni volute si avrà bisogno di un prolungato utilizzo del motore elettrico che porta ad un'inevitabile aumento locale di temperatura e quindi al problema della dissipazione del calore generato. In un attuatore idraulico il calore è dissipato attraverso il fluido idraulico, in un attuatore elettromeccanico l'elevato calore localizzato che si genera deve esser dissipato per convezione naturale.

Le parti più interessate dal fenomeno sono il motore elettrico e il power controller. Questi ultimi, però, non costituiscono un problema in quanto hanno una certa libertà di posizionamento all'interno del velivolo (es. in zone condizionate o in ambienti a bassa temperatura).

I motori elettrici invece saranno disposti nelle vicinanze delle superfici mobili da attuare; l'attuatore così sarà posizionato in un ambiente dove la temperatura è un elemento importante da non essere trascurato. Alle elevate

altitudini, sebbene la temperatura ambiente è bassa, la minor densità dell'aria con bassa capacità di trasmissione del calore genera un problema ulteriore per la dissipazione.

Nel progetto termico i *duty cycle* non devono essere trascurati; i cicli di carico sono caratterizzati da movimenti piccoli e frequenti per il trimmaggio durante il volo, mentre meno frequenti ma ben più ampi nel caso di decollo, di atterraggio o di turbolenza.

1.4 Architetture di attuatori EMA *fault-tolerant*

Le superfici primarie di controllo sono tutte superfici critiche per la sicurezza in volo del velivolo così necessiteranno di una filosofia di progetto di tipo *Fault-Tolerance*, ossia devono tollerare un eventuale guasto senza pregiudicare il loro funzionamento.

Per ottemperare al requisito *Fault-Tolerance* si fa solitamente ricorso alla ridondanza dei componenti. L'attuazione elettromeccanica deve avere prestazioni non inferiori a quella idraulica, ad esempio, in termini di affidabilità, almeno pari a quella dell'*attuatore idraulico* che va a sostituire.

In ogni caso per la ridondanza del sistema di attuazione si deve tener presente dell'architettura del FCS. Questo infatti possiede una ridondanza dei propri componenti per tollerare le avarie; il guasto così deve poter esser individuato, isolato e compensato (se possibile). Queste attività sono svolte dai *flight control computers* (FCC) che applicano tecniche di monitoraggio (*monitoring*) e consolidamento (*voting*) dei segnali. Le unità di calcolo centralizzate (FCC), sulla base dei comandi del pilota, elaborano le informazioni provenienti dai sensori inerziali, dai sensori dati aria e dai trasduttori degli attuatori ed inviano gli opportuni segnali elettrici di comando al sistema di attuazione.

Una configurazione possibile di riferimento sarà 4 FCCs che operano in *cross-lane monitoring* (il sistema è *2-fail-operative*) ossia una metodologia di diagnosi basata sul confronto dello stato di un componente con quelli degli altri operanti in parallelo. Il valore di riferimento con il quale si confrontano i segnali rilevati sarà dato dai segnali stessi (es. media dei valori centrali).

La ridondanza del sistema di attuazione si può ottenere sia a livello meccanico che a livello elettrico:

- quattro motori in *torque summing*² ognuno controllato da un FCC (quadruplica ridondanza meccanica);
- differenziale con due motori ognuno controllato da una coppia di FCC (duplice ridondanza meccanica, duplice ridondanza elettrica);
- un unico motore controllato dai quattro FCC (quadruplica ridondanza elettrica);
- più di una linea di attuazione per ogni singola superficie di controllo da movimentare (due o più attuatori elettromeccanici per ogni superficie). In questo caso due FCC controllano il motore dell'attuatore in uso, mentre gli altri si trovano in configurazione *stand-by*;
- un singolo attuatore (in una configurazione con più attuatori sulla stessa superficie) movimentato da due motori (controllati ciascuno da un FCC); con l'altro ancora in *stand-by*.

²Architetture di consolidamento di più organi rotanti in un'unica uscita, caratterizzate dalla somma algebrica dei momenti.

1.5 Tipologie di motori elettrici per attuatori EMA

Componente fondamentale di un sistema di attuazione elettromeccanica è il motore elettrico. Per queste applicazioni ci sono due tipologie di motori alle quali rivolgere attenzione: *switched reluctance motor* (SRM), *brushless ac motor* (BLACM).

La scelta di una configurazione o di un'altra dipende dall'applicazione specifica alla quale si rivolge il motore e dipende dall'andamento della potenza, dal range di velocità al quale deve operare, dall'ambiente nel quale lavorare, dall'aspetto *Fault-Tolerance*, dall'affidabilità, dalle prestazioni richieste, dalla capacità termiche, dai costi e da molti altri fattori.

1.5.1 Motori SRM

Utilizzati in applicazioni dirette per la loro capacità di eliminare le unità rotanti (ruote dentate). Richiedono una corrente di eccitazione ad unico polo e la coppia è generata controllando la forza magnetomotrice in funzione della variazione della riluttanza.

Le caratteristiche di momento e velocità sono simili a quelle dei *motori DC* connessi in serie, [20]. I benefici connessi all'utilizzo dei motori SRM fanno riferimento alla compattezza e alla semplicità, al costo totale, al momento fornito rispetto all'inerzia e all'elevato momento in uscita che forniscono anche a velocità moderate.

Un'altra attrattiva di questi motori è la possibilità di connettere in serie gli interruttori e soprattutto la ridondanza integrata che hanno nella propria bobina motrice (isolamento magnetico) e nel circuito di variazione di potenza (isolamento elettrico).

Di contro, però, presentano elevate oscillazioni di momento e la necessità di una complicata architettura di controllo (sensore di posizione che aiuta il

controllore a stabilire la pulsazione della corrente di fase). Si ha inoltre una piccola inerzia motore che esclude tale modello dalle applicazioni dove sono necessari frequenti cambiamenti delle inerzie; anche tale motore ha una dinamica non lineare di difficile modellizzazione.

1.5.2 Motori brushless

Si tratta di motori con una struttura del rotore a magnete permanente responsabile della generazione del campo; vengono ridotti gli effetti di interferenza elettromagnetica (si riduce l'influenza sul campo magnetico della corrente sulle armature). I magneti permanenti sostituiscono gli avvolgimenti di campo e l'alimentazione in continua del motore (solitamente fornita mediante un sistema di spazzole ed anelli).

Questa sostituzione porta all'eliminazione delle perdite di rame del rotore e alla riduzione della manutenzione necessaria per le spazzole e per gli anelli.

Le caratteristiche dei motori a magnete permanente^[20] sono:

- elevata densità di flusso
- elevato rapporto potenza/peso
- ampio rapporto coppia/inerzia che genera elevate accelerazioni
- piccole oscillazioni di coppia anche per velocità ridotte ottenendo una notevole accuratezza nel posizionamento
- ampio campo di variazioni di velocità
- possibilità di funzionamento a coppie elevate con conseguente possibilità di rapide accelerazioni e decelerazioni
- alto rendimento
- struttura compatta

I motori BLACM sono utilizzati nelle applicazioni dove si richiede una velocità variabile del motore.

Anche all'interno dei BLACM ci sono differenti architetture dipendenti dal numero delle fasi (es. BLACM trifase o BLACM a sei fasi) che danno un aspetto *Fault-Tolerance* al motore (per un motore a sei fasi si ha una ridondanza in fase).

In tab. 1.1, da [20] si riporta il confronto tra i parametri chiave dei motori SRM e BLACM a magnete permanente prendendo come modello campione il motore trifase che ha le armature del rotore a magnete permanente, il “Cobalt steel”.

Le prestazioni volute sono raggiunte da tutte le tipologie di motore elettrico, perfino da quello a basso costo trifase PMM con armature del rotore a “Silicon iron”.

Sebbene il motore SRM sia più pesante, risulta quello con la minor inerzia. infine si avrà che questo possiede un aspetto *fault-tolerance* intrinseco mentre per giungere allo stesso aspetto per il motore a magnete permanente si dovrà incrementare il numero dei dispositivi di switch della potenza.

	4-phase SRM	3-phase PMM	3-phase PMM	6-phase PMM
Materiale di laminazione	Cobalt steel	Silicon iron	Cobalt steel	Cobalt steel
Peso [kg]	1.37	1.12	1	1.02
Inerzia del rotore	0.69	1.17	1	2.34
Lunghezza [in]	1.62	1.16	1	1.21

Tabella 1.1: Caratteristiche dei motori per l'impiego con un attuatore

Si riportano nella successiva tab. 1.2 le prestazioni richieste di un motore per una possibile applicazione al sistema di attuazione per la superficie primaria di controllo del *rudder* di un velivolo civile da trasporto.

Tipo motore	Trifase BLDCM
Vel. a carico nullo [rpm]	20561
Vel. a carico massimo [rpm]	9047
Carico limite [Nm]	17.9
Max potenza [kW]	17
Potenza dissipata a Max velocità e carico nullo [kW]	5.4

Tabella 1.2: Esempio di prestazioni di un motore per un EMA per un *rudder*, da [2]

1.6 Viti a ricircolo di sfere e viti a rulli planetari

La necessità della trasformazione del moto rotatorio in lineare nasce dalla fondamentale esigenza di avere un organo in grado di produrre elevati rapporti di trasmissione, non tanto per la riduzione della velocità, quanto per la generazione di elevate coppie in uscita capaci di resistere e vincere i carichi in gioco sulla superficie di comando.

Questo importante ruolo è affidato ad un dispositivo (*screw*) che ha due architetture fondamentali dipendenti dagli elementi di rotolamento utilizzati. Il *roller screw* ed il *ball screw* differiscono proprio per gli elementi di rotolamento che sono nel primo caso dei rullini filettati mentre nel secondo delle sfere. Questa sostanziale differenza porta ad avere in primo luogo una

diversità dei punti di contatto tra gli elementi rotolanti ed una conseguente difformità di prestazioni dell’attuatore, [16], [17].

Nel *roller screw* si hanno dei punti maggiori di contatto rispetto al *ball* (contatto limitato dalla dimensione della sfera) che garantiscono al primo una maggiore capacità di carico, anche per elevati periodi, ed una maggiore rigidità. Il maggior contatto conferisce al *roller screw* una capacità superiore di sopportare elevate accelerazioni e velocità, in genere può lavorare a velocità di circa 5000 giri/min mentre il *ball screw* a velocità dell’ordine di 2000 giri/min.

Per una analisi preliminare della capacità di carico dei due sistemi si fa riferimento alla tab. 1.3, da [17]:

ROLLER SCREW			BALL SCREW		
D x L [mm]	Capacità di carico dinamico [N]	Peso [Kg]	D x L [mm]	Capacità di carico dinamico [N]	Peso [Kg]
25 x 5	51700	4.6	25 x 5	15600	3.79
39 x 5	105600	11.5	40 x 5	19500	9.66
48 x 10	189300	18.4	50 x 10	66100	15.7
75 x 20	485200	49.3	80 x 20	164700	42.9

D: diametro della vite; L: passo della vite

Tabella 1.3: Confronto tra le capacità di carico dinamico³ e del peso⁴

Il *roller screw* ha una maggiore resistenza agli ambienti sfavorevoli e non c’è il problema del ricircolo degli elementi di rotolamento.

³ La capacità di carico dinamico è da intendere come il valore del carico costante applicato per il quale il 10% di viti identiche raggiunge almeno una vita pari ad un milione di cicli.

⁴ Valutato per una lunghezza di 1m della vite dal catalogo SKF

Il principale modo di guasto del *ball screw* è connesso al continuo ricircolo delle sfere ed è riferito sia alla sollecitazione della zona di ricircolo, sia alla ciclica sollecitazione delle sfere (sono costantemente caricate e scaricate).

Tuttavia ci saranno da registrare delle sostanziali problematiche; il maggior contatto da un lato genera una superiore capacità di trasmissione di carico, dall'altro provoca un aumento delle forze di attrito tra gli elementi che rotolano ed una conseguente diminuzione dell'efficienza del *roller*; infatti il *ball screw* ha una maggiore efficienza meccanica rispetto al precedente in particolar modo quando si utilizza in applicazioni a basse velocità e con carichi non eccessivi.

In conclusione il *roller screw* risulta di più favorevole utilizzo nelle applicazioni che prevedono elevati carichi ed elevate velocità, ma nelle applicazioni rivolte a campi dove l'esigenza del peso è un requisito fondamentale, il *ball screw* è sicuramente preferibile al *roller screw*.

1.7 Possibili architetture di attuatori EMA

Il passo successivo è quello di analizzare più in dettaglio le principali architetture incontrate in questa ricerca cercando così di evidenziare una possibile via da percorrere per l'eventuale progettazione di un sistema di attuazione elettromeccanica per una superficie primaria di controllo.

1.7.1 Lucas Aerospace Ema

Tale configurazione è stata sviluppata dalla *Lucas Aerospace*⁵ e prevede l'applicazione di due attuatori elettromeccanici in parallelo su un'unica

⁵ *Lucas Aerospace* è una ditta con sede a Birmingham (Inghilterra) che costruisce componentistica per motori industriali e per il settore aeronautico.

superficie di controllo primaria realizzando un sistema di attuazione a doppia ridondanza meccanica. Sulla superficie, quindi, un EMA risulta attivo, mentre l'altro è in una configurazione *bypass*.

Il sistema di attuazione è suddiviso in due blocchi principali: il modulo di attuazione e l'unità di controllo elettronico (*Electronic Control Unit*, ECU).

Il primo blocco è responsabile della conversione della potenza elettrica in meccanica e della movimentazione della superficie per mezzo della trasmissione meccanica, il secondo blocco ha il compito di controllare in ciclo chiuso la posizione dello stelo e la corrente del motore elettrico.

Il modulo di attuazione è costituito dai componenti di figura 1.6

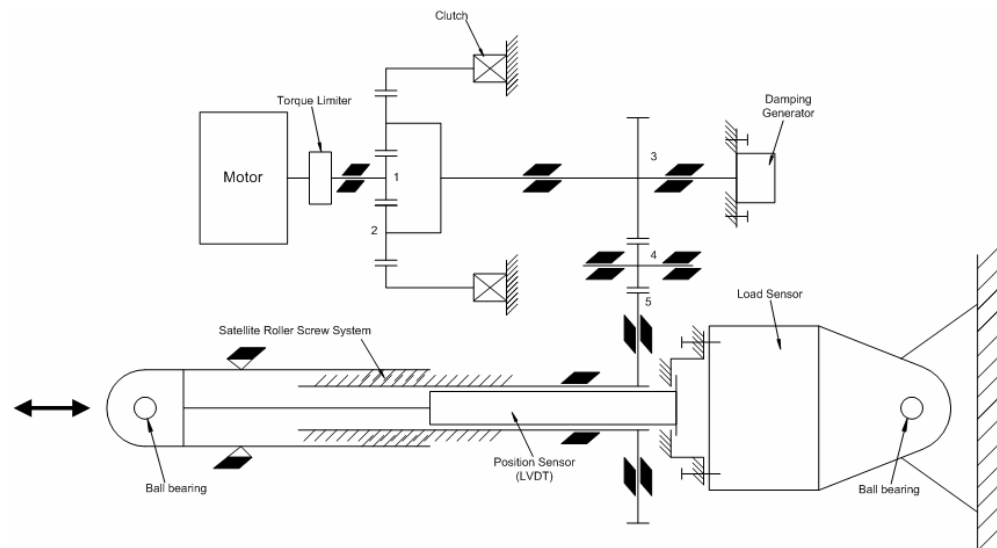


Figura 1.4: Modulo di attuazione dell'attuatore *Lucas*, da [5]

I componenti base del modulo sono:

- motore elettrico (BLDCM) a magnete permanente(SmCo)
- limitatore di coppia (*torque limiter*), limita meccanicamente la coppia in uscita dal motore per evitare danneggiamenti agli altri componenti in caso di guasto sulla corrente

- innesto a frizione (*clutch*) guidato da una corrente di comando che lo attiva per escludere il moto all’intero meccanismo in caso di guasto ed evitare la movimentazione della superficie primaria (il pignone è escluso dalla catena cinematica in quanto la ruota dentata 2, a dentatura sia interna che esterna, ingrana con la frizione, lasciando “folle” il pignone 1).
- scatola ingranaggi di riduzione terminante con un *roller screw system* che tramuta il moto rotatorio in lineare
- generatore di smorzamento (*damping generator*) necessario per un sistema di attuazione a due EMA. Infatti mentre un canale di attuazione è attivo, l’altro è smorzato in modo da evitare il fenomeno del *flutter*. Lo smorzamento è dato da un modulo elettromagnetico integrato negli ingranaggi che assorbe energia e la dissipa tramite un resistore opportunamente raffreddato
- sensori di carico (*load sensor*), sensori di posizione (*linear variable displacement transducer* LVDT) montati internamente alla madre vite, necessari per il controllo in ciclo chiuso del sistema di attuazione

L’unità di controllo elettronico (ECU) è così costituita da due blocchi principali: il controllore per il motore ed il controllore principale, fig. 1.7.

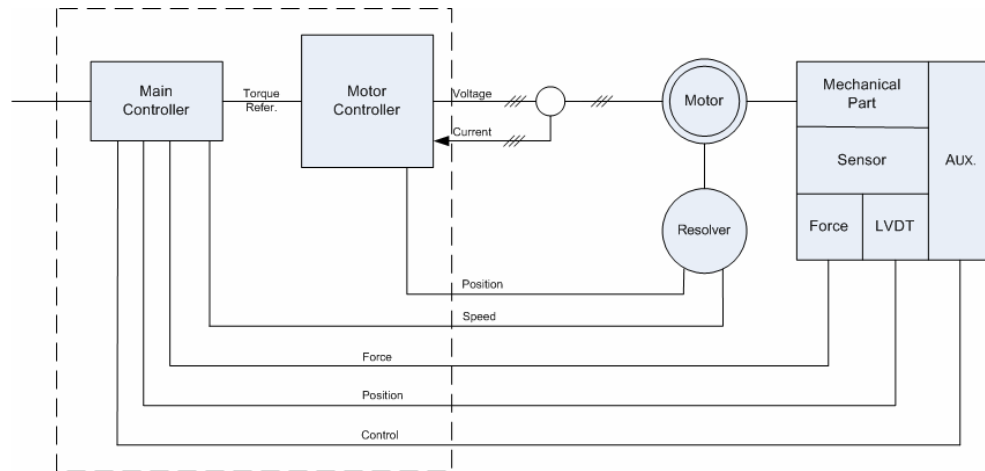


Figura 1.5: Diagramma funzionale modulo ECU, da [5]

Il controllore principale deve esaudire le tre richieste:

- condizionare il segnale (es. forza, posizionamento dell'attuatore e del rotore, corrente...)
- controllare i sistemi ausiliari (es. innesto, smorzatore...)
- generare un momento di riferimento per il controllo del motore (il momento si genera con la retroazione del carico, della posizione e della velocità dell'attuatore)

1.7.2 Multi-lane smart electromechanical actuator

Si tratta di un attuatore a ridondanza quadrupla con architettura caratterizzata dall'avere in uscita la somma algebrica dei singoli momenti (*torque summing*).

In sostanza le quattro linee, provenienti ciascuna da un FCC, inviano un segnale (corrente) al proprio motore elettrico. I quattro pignoni ingranano su un'unica ruota che ha in uscita la somma dei singoli momenti di ciascuna linea. Il moto rotatorio viene successivamente convertito in moto lineare da una vite a ricircolo di sfere.

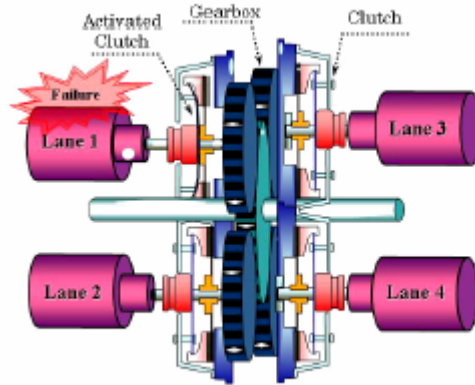


Figura 1.6: Configurazione *torque summing*, da [6]

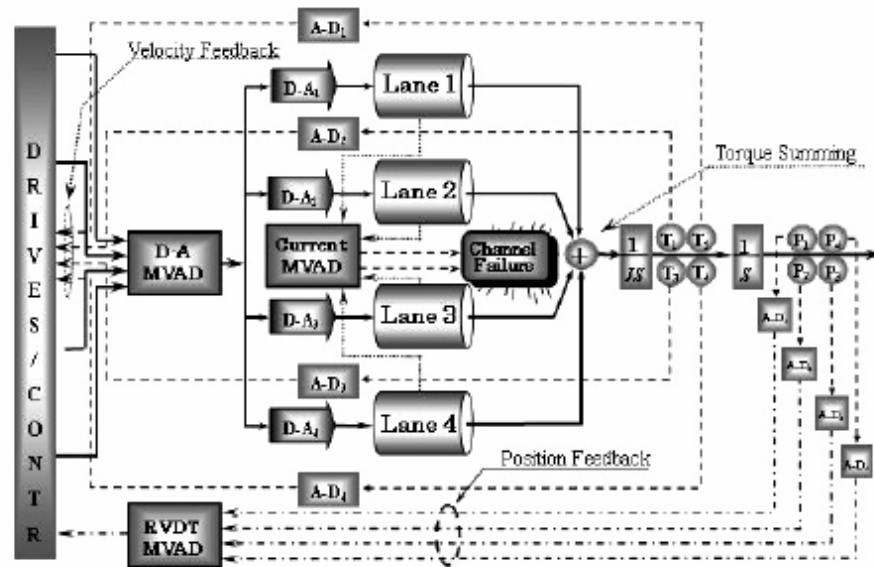


Figura 1.7: Architettura *torque summing*, da [6]

Il vantaggio di questa configurazione è quella di eliminare il problema del graduale aumento di velocità in ciascuna linea a seguito della compensazione di un guasto; questo porta tuttavia alla possibilità della

nascita di una forza di contatto (*fighting force*), nel caso che ci siano due linee non allineate.

Il problema viene però eliminato mediante equalizzazione del segnale, effettuata su ciascuna linea tramite un algoritmo di *monitor/voting* (*Monitor Voting Averaging Device*, MVAD).

Potrà accadere anche che, nel caso di isolamento di una linea a seguito di un guasto, nasca una forza di tipo inerziale non desiderata sulle altre linee funzionanti. Per tale ragione è importante l'introduzione di un innesto a frizione, azionato dal sistema di controllo, per disconnettere la linea in avaria.

1.7.3 Direct drive EMA

Tale architettura non prevede stadi intermedi di rotismi fra motore elettrico e vite ed è sostanzialmente ottenuto con l'utilizzo del *roller screw* a bassi passi di filettatura (es. 2 mm/giro) che garantiscono elevate capacità di carico e un elevato rapporto di trasmissione.

L'eliminazione degli stadi intermedi genera un'elevata integrazione del sistema che può integrare la madrevite all'interno del motore elettrico, nel suo rotore.

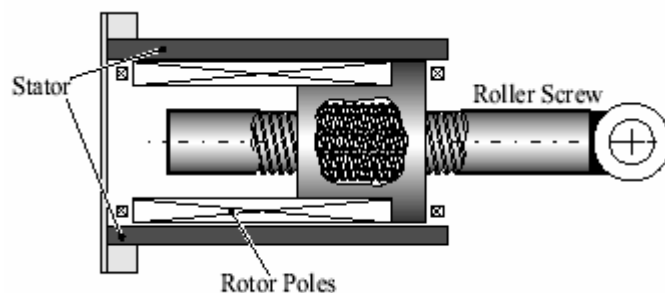


Figura 1.8: *Direct drive EMA*

1.7.4 Hingeline EMA

Un differente approccio al sistema di attuazione per le superfici primarie è quello di utilizzare direttamente il moto rotatorio proveniente dal motore elettrico, senza convertirlo in lineare.

Si controlla così direttamente la rotazione della superficie utilizzando un collegamento *four-joint* in parallelo. Il momento di cerniera e la velocità della superficie da movimentare sono direttamente dipendenti dall'uscita dell'attuatore.

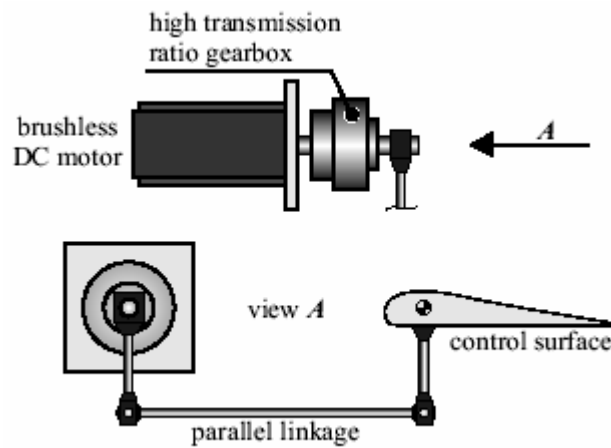


Figura 1.9: *Hingeline EMA*

Un confronto fra le tre tipologie di EMA, sottolineando l'efficienza, la possibilità del *jamming*, i picchi di carico, l'intervallo per il rapporto di trasmissione e la massa ridotta, è riportato in tab. 1.4 [15].

Da questa si evincono delle linee generali per la scelta di una architettura rispetto ad un'altra anche se molto dipende dal singolo caso e dall'applicazione alla quale si rivolge.

Questi confronti sono stati eseguiti su componenti industriali, non aerospaziali, ma possono tuttavia fornire delle indicazioni utili per la futura applicazione dell'attuatore EMA alle superfici di controllo primarie.

	ball screw	direct drive	hingeline
massa	*	**	***
jamming	*	**	***
efficienza	**	***	**
resistenza a carichi dinamici	*	*	***
rapporto di trasmissione	***	**	**
ingombro	***	**	*

Tabella 1.4: Confronto tra le tipologie di EMA (*-svantaggioso, **-medio, ***-vantaggioso)

L’ EMA *direct driver* sarà più vantaggioso, in generale, rispetto al *ballscrew*, ma un semplice criterio sullo spazio di installazione (es. limitazione sulla lunghezza) può invertire il giudizio.

L’EMA *hingeline* sembra essere una soluzione promettente per le future ricerche per l’applicazione alle superfici di controllo primarie, anche se la vastità e l’inusualità dello spazio di installazione richiesto, saranno difficilmente conciliabili.

La nostra attenzione per la progettazione è rivolta ad un *ball screw EMA* sia per una ragione di necessità di elevati rapporti di riduzione del moto, sia per il vantaggio di questo rispetto alle altre soluzioni.

2 Definizione di architettura e analisi di sicurezza dell'attuatore

2.1 Stima del livello di sicurezza

Il sistema di attuazione elettromeccanico si rivolge ad una applicazione ai comandi primari di un velivolo civile. I requisiti richiesti dalla normativa di riferimento, indicano che per i comandi primari di volo si deve avere una probabilità di guasto dell'ordine di $10E-9$, in quanto una possibile avaria risulterebbe totalmente catastrofica.

Una possibile strada per l'indagine dell'eventualità di avaria e della sua stima per un sistema si effettua con l'utilizzo dell'albero dei guasti (*Fault Tree Analysis*, FTA). È una analisi di tipo *top-down* in quanto si parte dall'avaria del sistema e si valutano le cause che la determinano in un processo che va dal sistema al componente.

In fase di progettazione e definizione di architettura, tale analisi è un metodo fondamentale per l'allocazione dei requisiti di affidabilità su i singoli componenti. Una volta stabilito il grado di affidabilità complessivo desiderato, l'analisi FTA mette in luce i componenti più critici e di conseguenza la necessità di introdurre ridondanze.

In mancanza di dati specifici sul valore della probabilità di guasto di ogni singolo componente, essendo componenti standard, si assumono degli opportuni valori noti dalla letteratura:

- probabilità di guasto di tipo meccanico ordine di $1E-9$
- probabilità di guasto di tipo elettrico ordine di $1E-4$

2.2 Architetture possibili per un sistema di attuazione dei comandi di volo

Il primo passo nel presente studio è quello di proporre una configurazione funzionale per un sistema di attuazione delle superfici mobili primarie, valutando l'efficacia dell'architetture proposte attraverso un'analisi di tipo affidabilistico (FTA).

Le configurazioni alle quali si pensa sono suddivise in due macrocategorie differenziate dal numero di motori elettrici considerati: nel caso si preveda l'utilizzo di un attuatore movimentato da un singolo motore l'architettura è denominata *Simplex*, nel caso che siano presenti due motori elettrici si parla di architettura *Duplex*. In entrambi i casi è prevista una ulteriore suddivisione determinata dal frazionamento o meno della superficie primaria di controllo in due o tre parti, generando rispettivamente una doppia ed una triplice ridondanza.

Le presenti architetture sono proposte in fig. 2.1 e fig. 2.2 nelle quali si evidenziano i componenti fondamentali che le costituiscono.

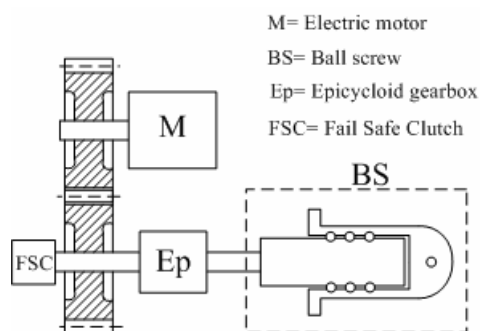


Figura 2.1: Schema dell'architettura *Simplex*

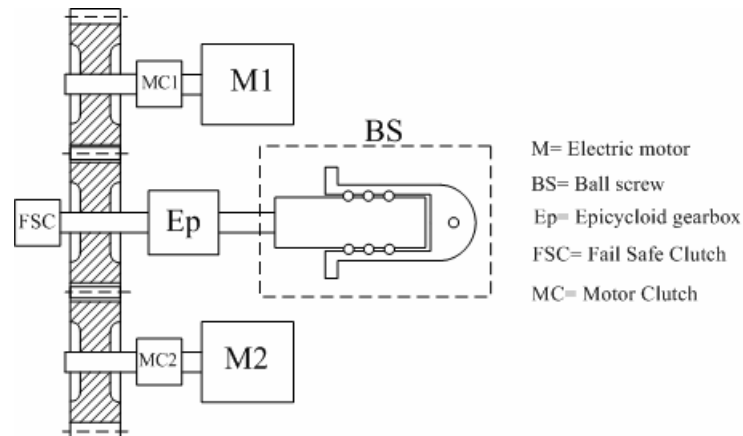


Figura 2.2: Schema dell'architettura *Duplex*

Nel caso di superficie di comando non suddivisa, lo schema riportato in fig. 2.1 è sempre valido con l'eccezione di eliminare la frizione elettromagnetica (*Fail Safe Clutch, FSC*) che risulta un componente superfluo.

Negli schemi precedenti si evidenziano i componenti dei quali si deve tener conto nell'analisi di affidabilità: i motori elettrici (*M*), gli innesti (*Motor Clutch, MC*) e la frizione elettromagnetica (*FSC*), il riduttore epicicloidale (*Ep*) e la vite a ricircolo di sfere (*Ball Screw, BS*).

Naturalmente nell'analisi di affidabilità si tiene conto dei cuscinetti (*Roll Bearing, RB* e *Thrust Bearing, TB*) e delle ruote dentate (*Gear Box, GB*).

2.2.1 Albero dei guasti nella configurazione *Simplex*

Il *top-event* per il sistema di attuazione delle superfici primarie è la perdita completa della superficie, evento critico da scongiurare per evitare la perdita addirittura del velivolo e di vite umane.

La perdita del controllo sull'attuatore (*Lost Actuator*, LA) si verifica, nella configurazione *Simplex*, per un'avaria meccanica (*Mechanical Section*) o elettrica (*Electrical Section*).

Il guasto meccanico è identico in tutte e tre le possibili configurazioni ottenibili dalla divisione della superficie mobile e si presenta a causa di avarie sui diversi organi meccanici.

Per la sezione elettrica c'è una differenza tra l'architettura a singola superficie e quella a superficie di comando suddivisa a causa della presenza del componente aggiuntivo FSC.

I possibili guasti che si presentano in questa sezione portano in una configurazione *Fail-Safe Actuator* (FSA) e dipendono da un'avaria al sistema di controllo in ciclo chiuso dell'attuatore (possibili guasti elettrici ai sensori della corrente di fase del motore, della velocità di rotazione e della posizione dello stelo, HS, LVDT) oppure ad un guasto elettrico del motore (avaria sulle correnti di fase).

La presenza del FSC è riportata nell'analisi con l'introduzione di una porta AND che collega la possibilità di guasto della frizione elettromagnetica con la possibilità che l'attuatore sia in configurazione FSA.

La ridondanza che nasce dalla multipla superficie di comando si traduce in un ulteriore albero dei guasti che prevede come *top-event* la perdita della superficie (*Loss of Surface*) e la condizione LA dei due attuatori in relazione con un operatore logico OR mentre la condizione FSA con operatore AND.

Gli alberi di guasto per la configurazione simplex sono riportati in fig. 2.3, fig. 2.4 e fig. 2.5.

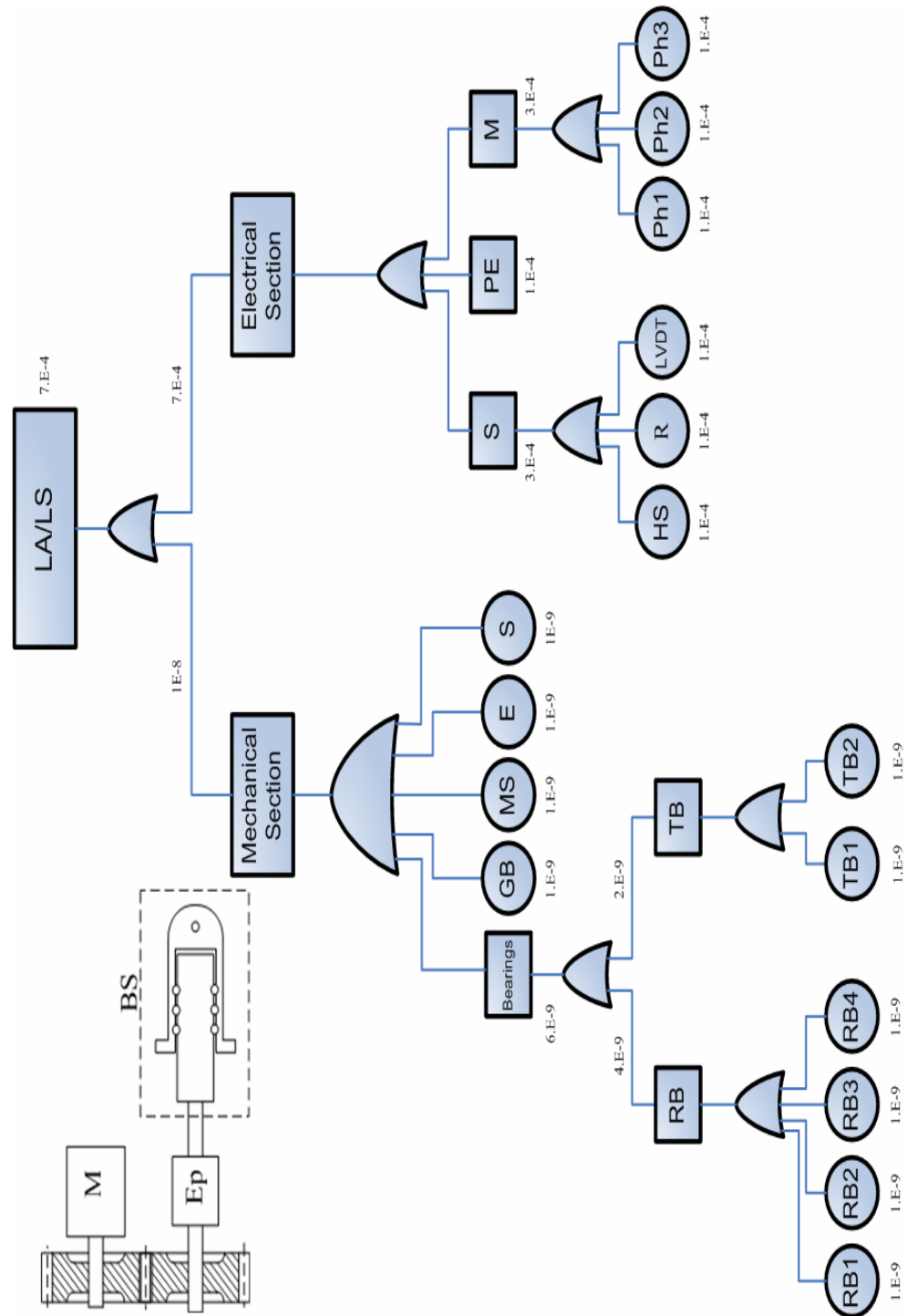


Figura 2.3: Fault Tree Analysis per configurazione Simplex a singola superficie

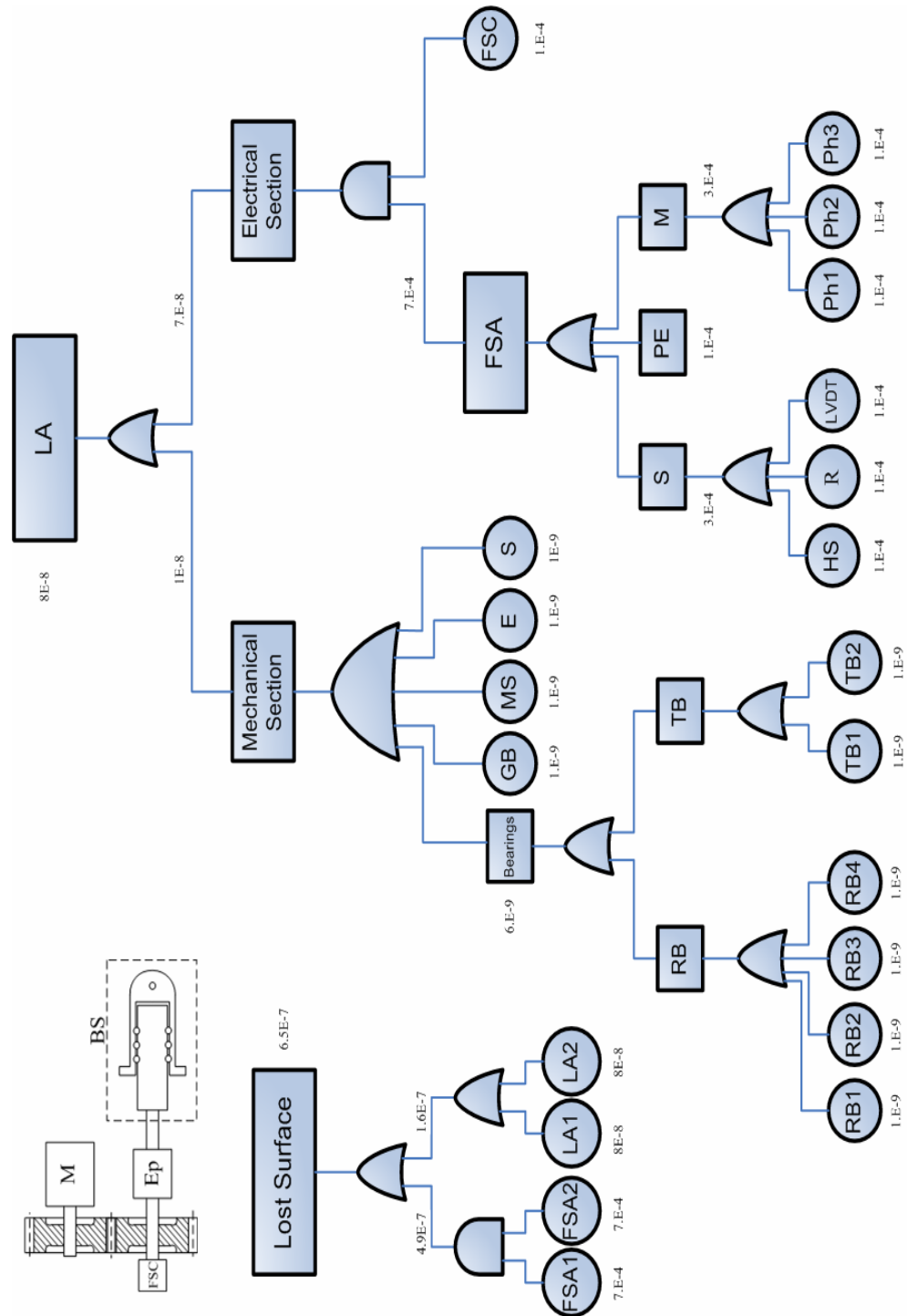


Figura 2.4: *Fault Tree Analysis* per configurazione *Simplex* con superficie di controllo divisa in due

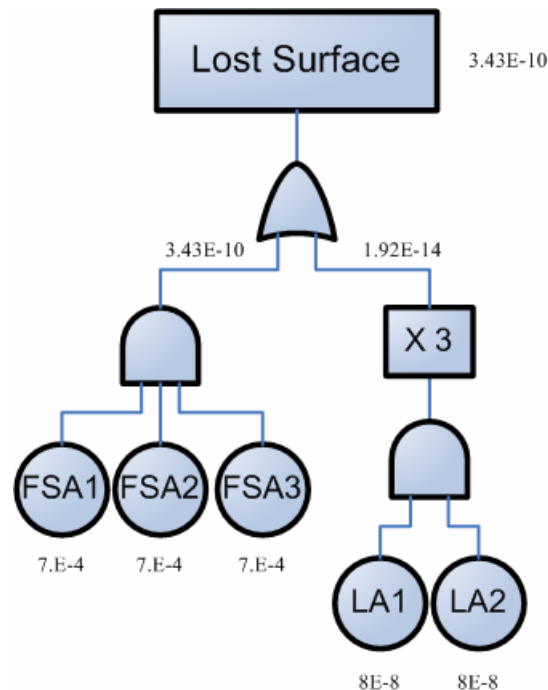


Figura 2.5: Albero dei guasti principale per configurazione *Simplex* per la superficie divisa in tre

2.2.2 Albero dei guasti nella configurazione *Duplex*

L'ulteriore passo in avanti è quello di analizzare la configurazione *Duplex*; analogamente a quanto visto precedentemente, si procede con un'analisi in successivi livelli generati dal numero di suddivisioni della superficie.

L'architettura *Duplex* a singola superficie ha ancora come *top-event* la perdita dell'attuatore (LA), evento che avviene per il bloccaggio degli elementi meccanici in azione (*jamming*) o per la perdita di controllo sull'EMA a causa di avaria elettrica (*Lost Control*).

La sezione meccanica è pressoché identica alla precedente fatta eccezione per la presenza di due motori. L'avaria possibile dell'innesto elettromagnetico (MC) e dell'asta del motore (*Motor Shaft*, MS) sono tra loro connessi da un operatore AND per ogni singolo motore, e ulteriormente

connessi da un operatore OR; questo porta ad un abbattimento della possibilità di guasto meccanico del sottosistema “motore”.

Anche nella sezione elettrica si tiene conto della ridondanza del sistema tramite un operatore AND che riduce la possibilità di avaria.

Nelle ulteriori suddivisioni della superficie, e quindi nell’aumentare la ridondanza complessiva del sistema di attuazione, si ottiene una desiderata riduzione di rischio di guasto portando il sistema in prossimità al livello di probabilità di avaria richiesta, e in alcuni casi anche al di sotto di tale livello. Lo schema della configurazione al quale si fa riferimento è quello individuato in fig. 2.2 ed è valido sia in caso di superficie mobile intera, sia nel caso di superficie suddivisa.

L’architettura *Duplex* ha come diagramma di albero dei guasti nelle diverse configurazioni quello riportato in fig. 2.6, fig. 2.7, fig. 2.8.

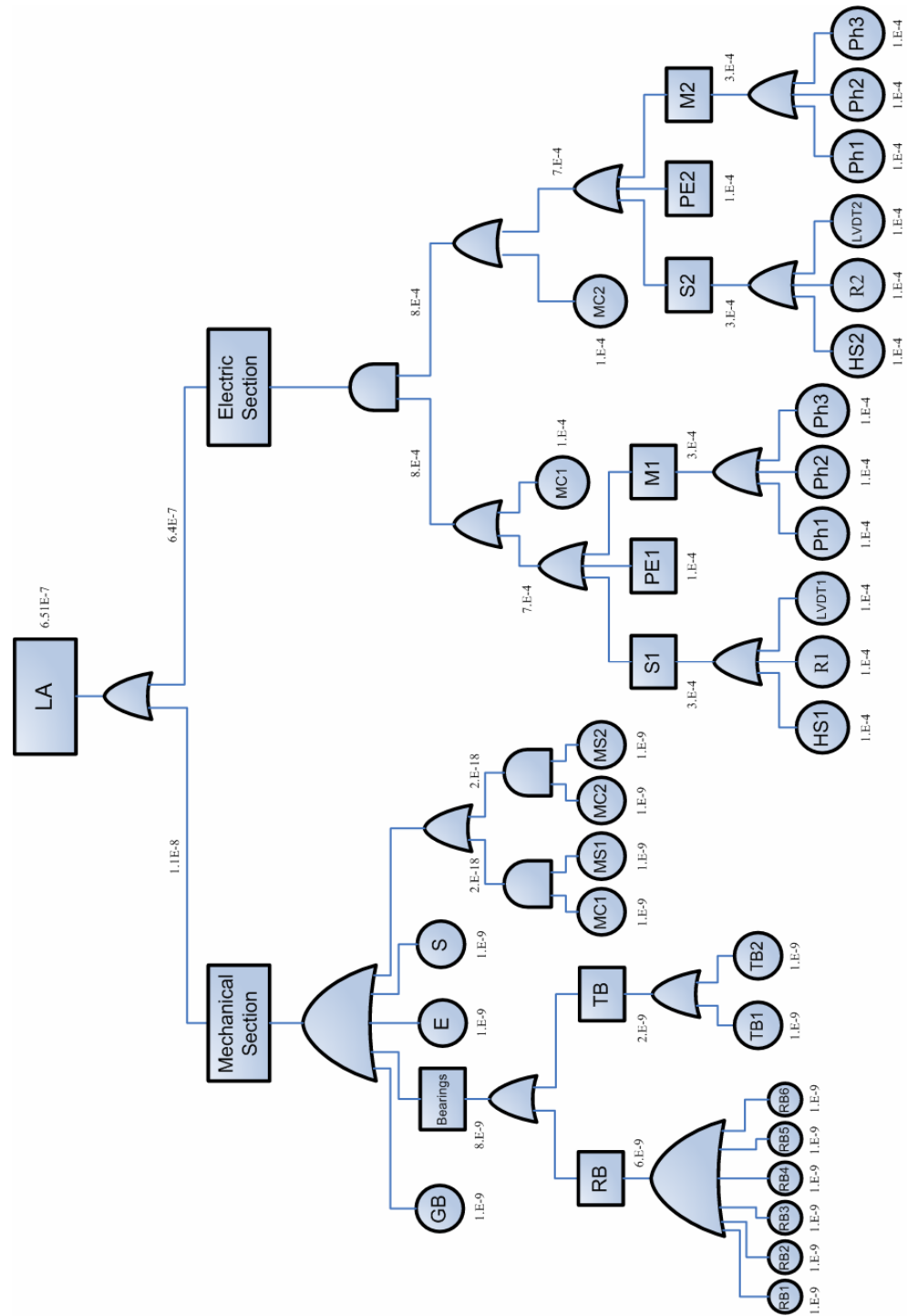


Figura 2.6: Fault Tree Analysis per configurazione Duplex a singola superficie

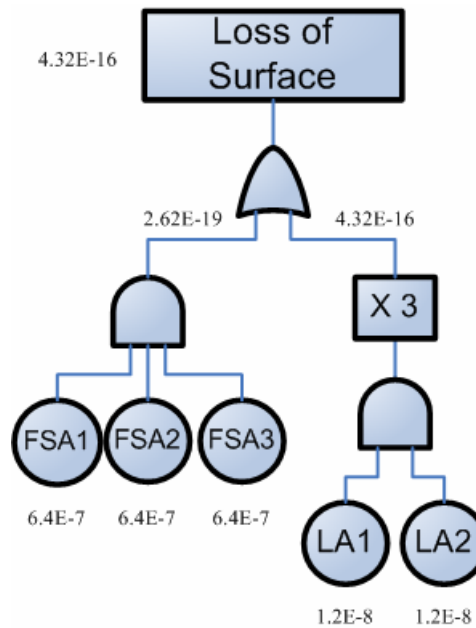


Figura 2.8: Albero dei guasti principale per configurazione *Duplex* per la superficie divisa in tre

I valori della probabilità di guasto raggiunti per le diverse architetture sono riassunti nella tab. 2.5.

	<i>Simplex</i>	<i>Duplex</i>
unica superficie	7.E-4	6.51E-7
superficie divisa in 2	6.5E-7	2.4E-8
superficie divisa in 3	3.43E-10	4.32E-16

Tabella 2.1: Valori della probabilità di guasto delle diverse configurazioni del sistema di attuazione (*verde-applicazione militare, rosso-applicazione militare e civile*)

Da un'attenta analisi degli alberi di guasto delle relative architetture, si evidenziano gli elementi principali che pesano di più nella stima del grado di affidabilità.

Nella totalità delle configurazioni la sezione elettrica (*Electrical Section*) ha un ruolo importante nel valore di probabilità di avaria che viene ridimensionato molto aumentando la ridondanza del sistema elettrico.

Ruolo fondamentale lo riveste il *jamming* dell'attuatore, questo fenomeno si attenua al passaggio ad una configurazione con superficie mobile suddivisa in più parti. In particolare nella configurazione a tre superfici dotate ciascuna di un proprio EMA, se capita il bloccaggio di una superficie (ad esempio a fondo corsa), c'è ancora la possibilità di comandare il velivolo in quanto una superficie è riportata nella posizione opposta a quella bloccata, mentre la terza è utilizzata per governare il velivolo (anche se ci sarà una riduzione dell'inviluppo di volo).

La nostra attenzione è rivolta ad un sistema a quadruplice ridondanza e lo sviluppo dell'attuatore elettromeccanico si basa su un attuatore per i comandi primari guidato da due motori in configurazione *torque summing* e con superficie divisa in due.

2.3 Architettura dell'attuatore elettromeccanico

Si sceglie per la progettazione del prototipo di attuatore elettromeccanico l'architettura a due motori in *torque summing* (duplice ridondanza).

Una vite a ricircolo di sfere è la responsabile della conversione del moto da rotatorio a lineare. Lo stelo di uscita dell'attuatore è collegato rigidamente alla madrevite flangiata della *ball screw*.

Ogni motore è collegato ad una ruota cilindrica a denti dritti, ciascuna ingranante su un'unica ruota a denti dritti che porta il moto sull'asse dell'epicicloidale.

Oltre i cuscinetti necessari per sostenere i carichi assiali dovuti dal momento di cerniera, sono inseriti degli elementi necessari per garantire il desiderato

aspetto *Fault-Tolerance* dell'attuatore: due innesti elettromagnetici a dentini con anello collettore (MC) ed una frizione elettromagnetica (FSC).

Un trasduttore di posizione (*Linear Variable Displacement Transducer*, LVDT) montato esternamente al carter è utilizzato per il controllo in ciclo chiuso sulla posizione dello stelo.

Nella fig. 2.9 si riporta in pianta l'attuatore elettromeccanico evidenziando i componenti principali che costituiscono l'architettura scelta per la progettazione meccanica del prototipo di EMA.

In appendice poi si riportano gli elementi stessi in pianta e i cataloghi dai quali sono stati selezionati i componenti di mercato necessari alla fabbricazione del prototipo.

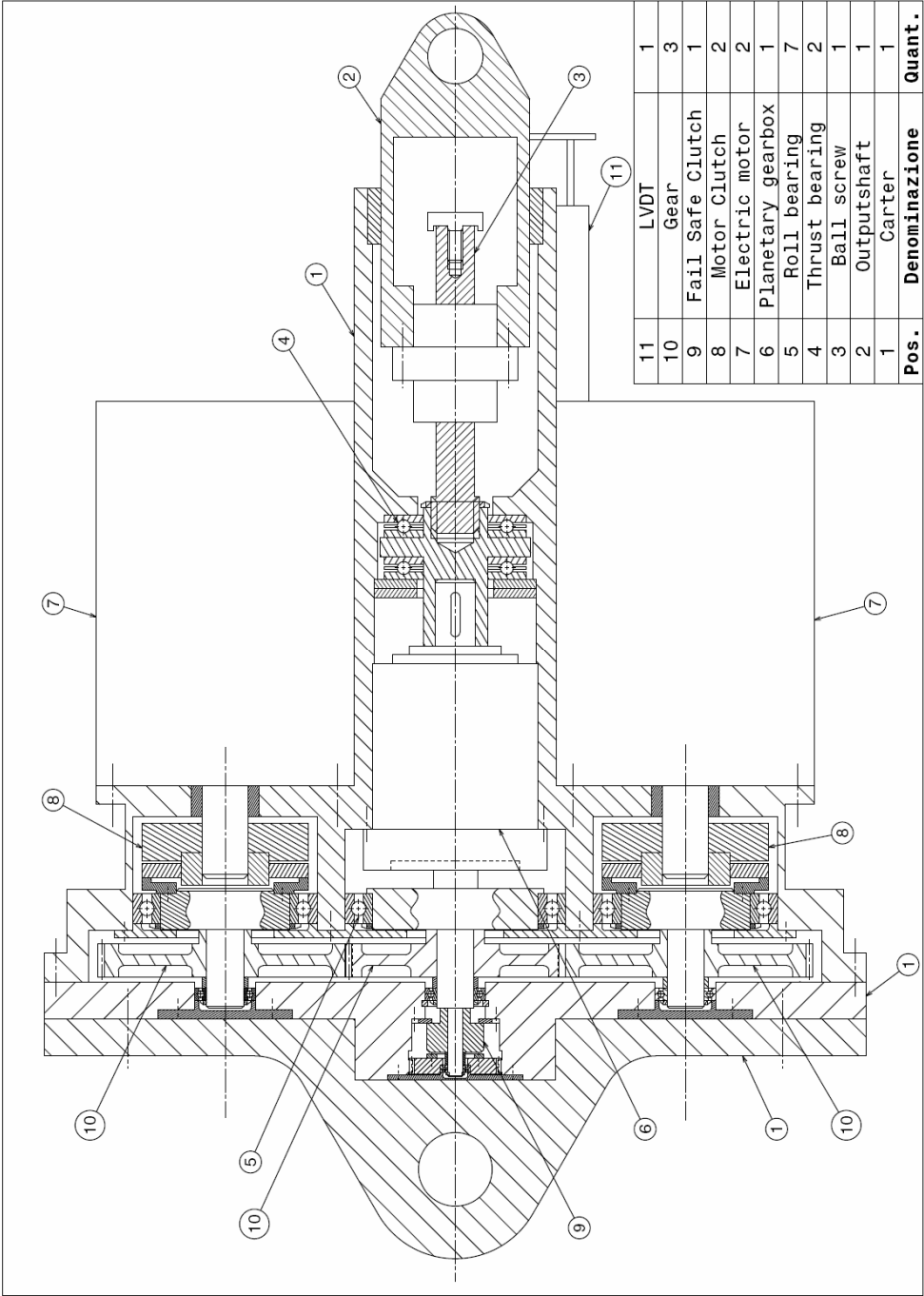


Figura 2.9: Architettura del prototipo di attuatore elettromeccanico

2.4 Modalità operative e condizioni di funzionamento

Un sistema a molteplice ridondanza è definito *Fail-Operative* (FO), la configurazione considerata è quella *Duplex* con superficie suddivisa in due ottenendo un sistema di tipo 2FO nel suo complesso e quindi a quadruplica ridondanza in caso di monitoraggio per confronto (*cross-lane monitoring*).

Le fasi operative previste per l'EMA sono:

- *Fail-Operative*
- *Operative*
- *Fail-Safe*

Fase Fail-Operative

In condizioni di normale funzionamento sono entrambi i motori a fornire potenza sufficiente per poter movimentare i rotismi all'interno dell'EMA così da generare la voluta rotazione del comando primario.

Fase Operative

In caso di guasto ad uno dei due motori che forniscono potenza all'attuatore si deve garantire ancora il corretto funzionamento del comando primario tramite l'utilizzo di un innesto elettromagnetico a denti (MC).

Quando si verifica l'avaria di un motore, per il regolare funzionamento dell'attuatore, si isola il motore guastato per impedire una sua negativa influenza su i rotismi interni.

Il pignone non dovrà opporre resistenza alla ruota collegata al solare del riduttore planetario; viene reso "folle" per mezzo del *Motor Clutch* e così è possibile frenare il motore attraverso il proprio freno interno.

Si isola il motore in avaria senza pregiudicare il corretto funzionamento dell'EMA (modalità *operative*).

Fase Fail-Safe

Nel caso di un ulteriore guasto motore nella condizione *Operative* si prevede una architettura tale da rendere l'attuatore *Fail-Safe*.

In caso di guasto ad entrambi i motori la superficie primaria sarà movimentata dai carichi aerodinamici che agiscono su questa. L'azione di tali carichi sarà quella di deflettere la superficie mobile senza incontrare alcuna resistenza nel movimento.

Questa condizione deve esser evitata e per tale ragione nell'EMA è presente una frizione elettromeccanica (FSC) da attivare in caso di doppia avaria dei motori, che provoca resistenza alla rotazione libera del comando primario.

Con tale configurazione si raggiunge l'importante aspetto *Fail-Safe* del prototipo dell'attuatore elettromeccanico per i comandi primari.

2.5 Vita operativa e probabilità di guasto del ball screw

Il bloccaggio (*jamming*) dell'attuatore è uno degli eventi più critici che può verificarsi nell'EMA. Questo fenomeno è dovuto agli organi meccanici in contatto tra loro, uno dei maggiori responsabili del *jamming* risulta l'organo di conversione da moto rotatorio a moto lineare, il *ball screw*, che merita un'analisi più approfondita.

In fase di scelta di una *ball screw* viene usata la definizione della durata di base della vita del componente in termini di milioni di cicli di utilizzo. La durata di base è convenzionalmente definita come il numero di cicli che il 90% di un campione di viti identiche è in grado di effettuare senza danneggiamento.

Operativamente la durata (L_{10}) è caratterizzata mediante prove sperimentali nelel quali la vite viene movimentata a velocità costante lungo tutta la sua

corsa sotto un carico costante pari a C_a . Per ottenere il valore della durata in condizioni di carico generico (definito dal catalogo SKF) si applica la (2.1)

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_m} \right)^3 \quad (2.1)$$

in cui F_m rappresenta il carico medio equivalente valutato le (2.2) e la (2.3).

$$F_m = \frac{F_{min} + 2 \cdot F_{max}}{3} \quad (2.2)$$

$$F_m = C S \cdot \frac{\left(\sum F_i^3 \cdot L_i \right)^{\frac{1}{3}}}{\left(\sum L_i \right)^{\frac{1}{3}}} \quad (2.3)$$

La (2.2) è utilizzata in caso di *ball screw* soggetto ad un impiego con carico variabile linearmente con la corsa, mentre la (2.3) in caso di utilizzo per carichi applicati in maniera costante per un dato valore di corsa della vite e con un coefficiente di sicurezza $CS=1.5$ tipico delle applicazioni aeronautiche. In particolare F_{max} e F_{min} indicano il carico massimo e quello minimo incontrato dalla vite, e L_i la durata in milioni di cicli dell'applicazione del carico.

I test di durata mirano a caratterizzare il danneggiamento superficiale delle viti (*jamming*) applicando costantemente il carico in una sola direzione (indifferente se trazione o compressione); questo induce a caratterizzare il danneggiamento superficiale in una sola zona.

L'applicazione a cui si rivolge la *ball screw* è contraddistinta dall'avere direzione variabile del carico, ossia la vite è soggetta a carichi di trazione e di compressione portando ad avere un danneggiamento superficiale in zone diverse a seconda se si carica in trazione o in compressione.

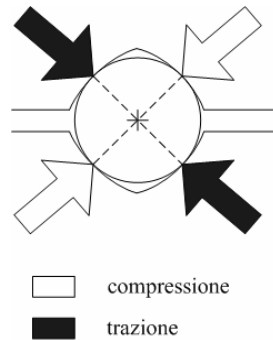


Figura 2.10: Direzione di carico per la *ball screw*

Dalle suddette considerazioni deriva che lo studio sulla *ball screw* è effettuato separatamente per i due casi di compressione e trazione (come se fossero due viti diverse) e poi sommare le probabilità di guasto ottenute nei due casi per determinare la probabilità complessiva di avaria della vite.

2.5.1 Stima del carico dinamico sulla *ball screw*

La necessità di definire il tipo di missione che il velivolo effettua nella sua vita operativa è indispensabile per la definizione del *duty cycle* con il quale l'attuatore elettromeccanico lavora nelle varie fasi di volo e quindi per la definizione dei carichi agenti sulla vite a ricircolo di sfere

Il velivolo preso in esame è un velivolo militare, la missione tipo per tale aereo ha una durata di un'ora e si suddivide, in maniera approssimativa, nelle fasi

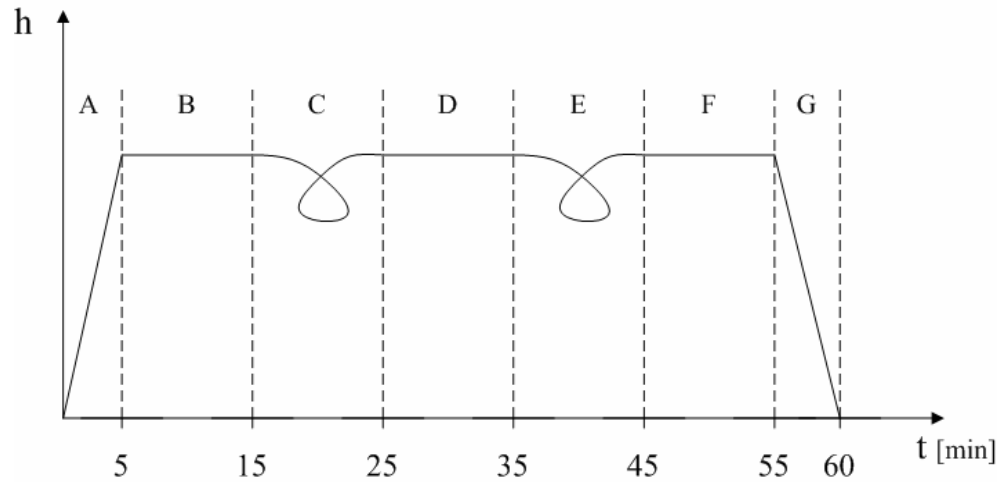


Figura 2.11: Ipotesi profilo di missione di un velivolo militare

Si vogliono ad esempio compiere un numero di missioni pari a $N_{mis}=1000$; ciò corrisponde a fissare un intervallo temporale superato il quale il pezzo, soggetto ad usura, dovrà essere comunque sostituito per evitare che la probabilità di avaria salga sopra livelli inaccettabili.

La singola missione è suddivisa come segue:

- Fase A: decollo/salita (suddivisa in ulteriori tre sottofasi, tab. 2.1)
- Fase B, D e F: crociera
- Fase C, E: manovra
- Fase G: discesa/atterraggio (suddivisa in tre sottofasi, tab. 2.1)

Il *duty cycle* è definito una volta noto il valore dei carichi aerodinamici presenti nelle diverse condizioni di volo:

$$H = \frac{1}{2} \rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot S \cdot c \cdot (C_{H_{\delta}} \cdot \delta + C_{H_{\alpha}} \cdot \alpha) \quad (2.4)$$

dove si indica con S la superficie alare, con c la corda media aerodinamica, con U_{∞} la velocità, con δ e α rispettivamente l'angolo di deflessione della

superficie mobile e l'angolo di incidenza del flusso sulla superficie e con $C_{H\delta}$ e $C_{H\alpha}$ le derivate aerodinamiche.

Ipotizzando un valore dell'angolo di incidenza trascurabile ($\alpha=0$) ed esprimendo la pressione dinamica come

$$q_{\infty} = \frac{1}{2} \rho \cdot U_{\infty}^2 \quad (2.5)$$

si ha che il momento di cerniera sulla superficie mobile vale

$$H \cong q_{\infty} \cdot S \cdot c \cdot C_{H\delta} \cdot \delta \quad (2.6)$$

Lo schema cinematico dell'attuatore è rappresentato come

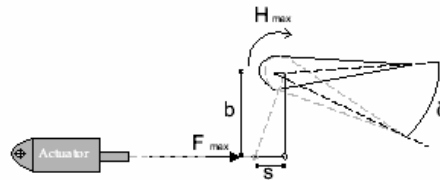


Figura 2.12: Schema della cinematica dell'attuatore

dal quale si ha

$$F = \frac{H}{b} \quad (2.7)$$

La pressione dinamica è influenzata dal valore del Mach e della quota di volo; l'andamento del momento di cerniera quindi è fortemente dipendente dalla q_{∞} e dal valore dell'angolo di deflessione della superficie mobile di comando. La deflessione è poi connessa alla corsa della vite, in via approssimata secondo

$$s \cong b \cdot \delta \quad (2.8)$$

dove si indica con s la corsa, con b il braccio di collegamento tra la superficie e lo stelo dell'attuatore e con δ l'angolo di deflessione della superficie.

L'andamento del momento di cerniera è legato alla corsa della vite come riportato in fig. 2.13.

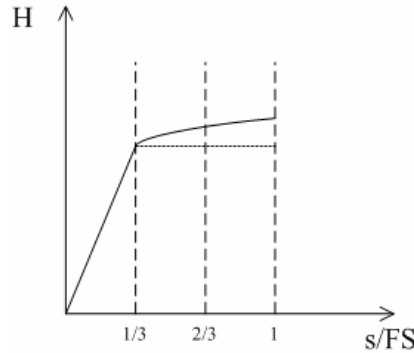


Figura 2.13: Momento di cerniera in funzione della corsa della *ball screw*

La pendenza del momento dipende dal valore della pressione dinamica: se la pressione dinamica aumenta, la pendenza del momento aumenta.

All'aumentare del valore di δ aumenta l'angolo di incidenza del flusso sulla superficie e si assiste a fenomeni di distacco della vena fluida che portano a valori del momento di cerniera che non sono più rappresentabili con il modello lineare definito nella (2.6).

In via semplificativa si considera che per $\delta < 10^\circ$ c'è un legame lineare tra l'angolo di deflessione ed il momento di cerniera, mentre per $\delta > 10^\circ$ il momento rimane costante al valore massimo, raggiunto per un angolo di $\delta = 10^\circ$.

Sulla base delle suddette osservazioni sulla vite di manovra si ha una divisione, per la definizione dei carichi agenti, tra la fase lineare (quella per $\Delta s/FS = 1/3$) e la fase non lineare dove si assume un valore costante del carico (per $\Delta s/FS = 2/3$). Dalle citate ipotesi e dalle (2.2) e (2.7) si ottiene un valore del carico nella fase *i-esima* di volo pari a

$$F_{i_1} = \frac{2}{3} \bar{F} \quad (2.9)$$

$$F_{i_{nl}} = \bar{F} \quad (2.10)$$

È necessario la definizione dei cicli di moto che la vite effettua nella fase di volo corrispondente per poter individuare il numero di cicli che il componente esegue nella sua vita operativa.

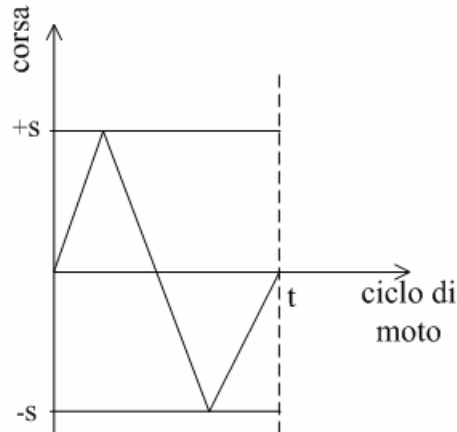


Figura 2.14: Ciclo di moto standard per la vite di manovra

Il numero di cicli di una determinata corsa che la vite esegue nella vita operativa si definisce con

$$L_i = \frac{2 \cdot \Delta s}{p} \cdot N_{mis} \cdot c \quad (2.11)$$

dove si indica con p il passo della vite e con c i cicli di moto nella fase di volo mentre le altre grandezze sono note.

In tab. 2.1 si riporta i dati in milioni di cicli nelle diverse fasi

Fase	Tempi [min]	Cicli di moto	$\Delta s/FS$	h [m]	M	F_i [N]		$L_i \cdot 10^{-6}$	
A1	1	1	1	0	0.2	990	1485	0.004	0.008
A2	3	3	0.1	2000	0.5	1457		0.0036	
A3	1	1	0.33	4000	0.7	3763		0.004	
B	10	2	0.1	4000	0.7	2213		0.0024	
C	10	3	0.33	4000	0.7	7376		0.012	
D	10	2	0.1	4000	0.7	2213		0.0024	
E	10	3	0.33	4000	0.7	7376		0.012	
F	10	2	0.1	4000	0.7	2213		0.0024	
G1	1	1	0.33	4000	0.7	3763		0.004	
G2	3	3	0.1	2000	0.5	1457		0.0036	
G3	1	1	1	0	0.2	990	1485	0.004	0.008

Tabella 2.1: Carichi dinamici e durate di carico per la missione tipo

da questi valori e dalla (2.3) si ottiene un valore del carico medio equivalente pari a

$$F_m = C S \cdot \frac{\left(\sum F_i^3 \cdot L_i \right)^{\frac{1}{3}}}{\left(\sum L_i \right)^{\frac{1}{3}}} = 4750 \text{ N}$$

ricordando che c'è un fattore di sicurezza tipico delle applicazioni aeronautiche pari a 1.5. Dal valore precedente si individua quello della durata nominale della vite (in milioni di cicli) dalla (2.1) ossia

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_m} \right)^3 \cong 6.5$$

dove si prende il valore di C_a dalla tab. 3.1 in cui si indicano le caratteristiche della *ball screw* scelta.

In assenza di dati di catalogo, c'è l'esigenza di individuare le curve di probabilità di guasto (F) e di densità di probabilità di guasto (PDF) dai pochi dati forniti dal costruttore per determinare l'affidabilità per un utilizzo differente della vite dalla durata base L_{10} .

Il catalogo SKF riporta per le viti di manovra i dati di tab. 2.4

% Affidabilità	coeff. di riduzione
90 %	$1.00 \times L_{10}$
95 %	$0.62 \times L_{10}$
96 %	$0.53 \times L_{10}$
97 %	$0.44 \times L_{10}$
98 %	$0.33 \times L_{10}$
99 %	$0.21 \times L_{10}$

Tabella 2.2: Valori di durata di viti di manovra SKF in funzione del livello di affidabilità, da [W1]

La valutazione sperimentale della curva densità di probabilità di guasto $f(t)$, è effettuata approssimandola con una distribuzione statistica di Gauss.

$$f(t) = \frac{1}{\sigma \cdot (2\pi)^{\frac{1}{2}}} \cdot e^{\left[-\frac{1}{2} \left(\frac{t-\mu}{\sigma} \right)^2 \right]} \quad (2.12)$$

dove è indicato con μ il valore medio e con σ la deviazione standard

$$\sigma = \int_{-\infty}^{+\infty} (t - \mu)^2 \cdot f(t) \cdot dt \quad (2.13)$$

$$\mu = \int_{-\infty}^{+\infty} t \cdot f(t) \cdot dt \quad (2.14)$$

Il valore della probabilità di guasto e dell'affidabilità sono calcolati rispettivamente come

$$F(t) = \int_{-\infty}^t f(t) dt \quad (2.15)$$

$$R(t) = 1 - F(t) \quad (2.16)$$

Esprimere in forma chiusa mediante funzioni elementari l'integrale non è possibile, è necessario il ricorso ai valori della funzione di ripartizione *erf*(*t*) tabulati.

Si riconduce la propria gaussiana a quella standard ($\mu=0$ e $\sigma=1$) e si cerca il valore standardizzato tabulato. Per ricondursi alla forma standard si ha

$$z = \frac{t - \mu}{\sigma} \quad (2.17)$$

Si calcolano delle coppie (μ, σ) che individuando delle possibili distribuzioni di Gauss che approssimano bene i valori di affidabilità forniti dal produttore. Si effettua quindi un test di significatività (χ^2 -test) ovvero una verifica di quanto la distribuzione assunta approssima bene i valori sperimentali. Tale test si fonda su una particolare distribuzione di probabilità, la distribuzione *gamma*, e operativamente si considera valutando la variabile χ^2 secondo la

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^{N_c} \frac{(X_i - E_i)^2}{E_i} \quad (2.18)$$

Con X_i si indica il numero di eventi della cella *i*-esima, con E_i gli eventi previsti dalla distribuzione assunta, con N_c il numero delle celle in cui si è diviso il campione ($N_c \geq 3$ per l'affidabilità del test).

Una volta valutato il valore della funzione χ^2 , in base ai valori tabulati, si risale al valore del percentile che deve essere inferiore a 0.1 affinché la distribuzione sia una buona approssimazione dei valori sperimentali.

Una ulteriore distribuzione di probabilità analizzata è stata quella di *Weibull* definita come

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \cdot \left(\frac{L}{\eta}\right)^{\beta-1} \cdot e^{-\left(\frac{L}{\eta}\right)^\beta} \quad (2.19)$$

dove con η si indica un parametro di scala e con β il fattore di forma. La probabilità di guasto ($F(t)$) per questa distribuzione si trova con

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{L}{\eta}\right)^\beta} \quad (2.20)$$

Dai dati sperimentali si cercano i valori delle coppie (η, β) che forniscono una buona approssimazione dei dati sperimentali. Anche in questo caso si effettua un χ^2 -test per valutare la bontà della *PDF* individuata assumendo:

- numero di viti considerate: $N_p = 1000$
- numero di celle: $N_c = 6$
- gradi di libertà: $v = N_c - 1$
- numero di guasti sperimentali della cella i -esima: $X_i = 10$
- numero di rotture previste dalla distribuzione: $E_i = 15$

Dai risultati ottenuti si nota come la distribuzione che meglio approssima i valori di catalogo è la distribuzione di *Weibull* con i valori del fattore di forma e del parametro di scala pari a

$$\beta = 1.5 \quad \mu_s = 305$$

che danno un valore di χ^2 e del percentile α

$$\chi^2 = 0.49 \quad \alpha = 0.005$$

In base a questi valori la probabilità di guasto della vite a ricircolo di sfere è

$$F(L) = 1 - e^{-\left(\frac{L}{\eta}\right)^\beta} = 2 \cdot 10^{-6}$$

Il valore ottenuto è valido per una vite di manovra costantemente caricata in una sola direzione (sia trazione che compressione), nel nostro caso essendo

possibili entrambe le direzioni di carico si ha una probabilità di guasto complessiva data dalla somma delle singole possibilità di avaria e pari a $F_s^{tot}=4\cdot 10^{-6}$. Il valore ottenuto è sicuramente inaccettabile per l'applicazione aeronautica. Per conseguire un valore dell'ordine di $F_s=10^{-8}$ la vite di manovra dovrebbe avere, a parità di missione e fasi di volo, un carico dinamico dell'ordine di 100 kN .

Il criterio dimensionante fondamentale per la *ball screw* risulta così la durata nominale che la vite riesce a raggiungere sotto l'azione del suddetto carico medio equivalente. Per quanto visto è allora chiaro l'impossibilità di poter utilizzare viti *off-the-shelf* per l'applicazione ad un attuatore elettromeccanico in quanto si ricerca un componente di dimensioni ridotte ma in grado di possedere un carico dinamico pari a circa 100 kN per avere una probabilità di guasto adeguata.

La nostra attenzione è rivolta però non ad una effettiva certificazione aeronautica, ma ad uno studio futuro sul banco idraulico, quindi il criterio più stringente per la selezione della *ball screw* risulta l'ottimizzazione della lunghezza assiale per ottenere il desiderato valore della lunghezza *pin-to-pin*.

3 PROGETTAZIONE MECCANICA E SELEZIONE DEI COMPONENTI COSTITUENTI L'ATTUATORE

3.1 Requisiti di riferimento

Lo studio proposto è rivolto alla progettazione prototipale di un attuatore elettromeccanico caratterizzato da diversi componenti necessariamente già presenti sul mercato. Per la determinazione dei parametri che caratterizzano questi componenti e per il loro dimensionamento si fa riferimento a dei requisiti che devono essere soddisfatti dall'attuatore:

- Massimo momento di cerniera nell'involuppo $H_{\max} = 1.5 \text{ kN}$
- Velocità nominale di rotazione *no-load* $\dot{\delta}_{\text{free}} = 60 \text{ deg/s}$
- Deflessione nominale della superficie $\Delta \delta = \pm 30 \text{ deg}$
- Braccio di leva $b = 60 \text{ mm}$
- Lunghezza *pin-to-pin* $l_{\text{pp}} = 601 \text{ mm}$
- Massa totale attuatore $m \leq 25 \text{ kg}$
- Momento di inerzia della superficie $I_s = 0.256 \text{ kg m}^2$
- Rigidezza torsionale attuatore $K_{\text{torsact}} \geq 80 \text{ kNm/rad}$

3.2 Dimensionamento della vite di manovra

La vite a ricircolo di sfere, come precedentemente visto, è un componente da designare con estrema attenzione per il delicato ruolo che ricopre all'interno di tutto il sistema EMA proposto.

Il suo compito è quello di trasformare il moto da rotatorio a lineare abbinando una forte riduzione alla velocità di rotazione proveniente dal sistema di ingranaggi. Il componente selezionato è fornito dalla *SKF*.

Dalla (2.6) si trova il valore del carico assiale massimo che deve esser in grado di esercitare per ottenere il massimo momento di cerniera ovvero

$$F^{\max} = \frac{H_{\max}}{b} = 2.5 \text{ kN}$$

mentre dalla (2.4) si ricava il valore della corsa massima dell'attuatore

$$s = b \cdot \tan(\delta^{\max}) = 34.64 \text{ mm}$$

La velocità lineare dello stelo è data dalla (3.1)

$$v_{\text{act}} = \dot{\delta}_{\text{free}} \cdot b = 62.8 \text{ mm/s} \quad (3.1)$$

Dalle relazioni (3.2) e (3.3) fornite dal catalogo *SKF* del *ball screw* si vede come c'è la forte dipendenza della velocità di rotazione e del momento da fornire alla vite, dal valore del passo (*Lead*).

$$\omega_{\text{bs}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot v_{\text{act}}}{p} \quad (3.2)$$

$$M_{\text{bs}} = \frac{F \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot \eta} \quad (3.3)$$

La scelta del passo della vite è fondamentale per il dimensionamento degli altri componenti.

Infatti un valore elevato di passo conduce ad una velocità di rotazione non elevata (necessità di un forte rapporto di riduzione del moto a monte del *ball*

screw) ed ad una coppia da applicare per ottenere il carico massimo, di entità non trascurabile; il caso contrario per valori piccoli di passo.

Altro aspetto fondamentale da tener presente è la possibilità di prevedere la presenza di un precarico per l'eliminazione del gioco meccanico tra le parti a contatto per ridurre il fastidioso fenomeno del *flutter*.

Nell'architettura prestabilita del prototipo di attuatore EMA si è scelto come elemento rotante la vite (*screw*) la quale, attraverso le sfere, induce un moto traslante alla madrevite (*nut*) collegata rigidamente allo stelo di uscita dell'attuatore. C'è la necessità quindi di una frangiatura della madrevite per poter permettere il collegamento tra i due componenti.

Da queste considerazioni la scelta ricade sulla vite a ricircolo di sfere *SKF* con recupero del gioco che ha come sigla:

BND 32 x 5 R

Le caratteristiche di questa vite di manovra sono riportate in tab. 3.1.

Parametri	BND 32 x 5 R
Nominal diameter - d_0	32 [mm]
Lead - p	5 [mm]
Dynamic Load - C_{0a}	19.1 [kN]
Static Load - C_a	40.4 [kN]
Number of circuit of ball - N	4
Preload torque average - T_{pr}	0.21 [Nm]
Mass of nut - m_n	0.45 [kg]
Mass of screw shaft - m_s	5.60 [kg/m]
Inertia of one meter of screw	641 [kgmm ²]

Tabella 3.1: Caratteristiche del *ball screw SKF BND32x5R*, da [W1]

Dalla (3.4) e (3.5) si ottiene il valore del rendimento ideale e reale della vite di manovra:

$$\eta_{id} = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot d_0 \cdot \mu}{p}} = 0.89 \quad (3.4)$$

$$\eta_{re} = 0.9 \cdot \eta_{id} = 0.80 \quad (3.5)$$

dove con $\mu=0.006$ si indica un coefficiente tipico della vite scelta.

Dalla scelta del passo si trova dalle (3.2) e (3.3) i valori della rotazione e della coppia applicati alla vite:

$$\omega_{bs} = \frac{2 \cdot \pi \cdot v_{act}}{p} = 754 \text{ rpm}$$

$$M_{bs} = \frac{F \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot \eta} = 22.25 \text{ Nm}$$

Nella fig. 3.1 si rappresenta il modello della vite di manovra creato attraverso un programma di modellizzazione solida (*Catia*).



Figura 3.1: Modello *Catia* della vite a ricircolo di sfere *SKF BND32x5R*

3.3 Dimensionamento degli ingranaggi

3.3.1 Riduttore epicicloidale

La riduzione del moto proveniente dal motore è affidata per la maggior parte alla vite di manovra, ma si prevede anche l'utilizzo di un riduttore epicicloidale per un ulteriore stadio di riduzione.

La necessità del riduttore planetario è data principalmente per evitare che le ruote dentate impegnate nell'architettura *torque summing* (i due pignoni dei motori e la ruota dove avviene la somma dei momenti) debbano compiere una riduzione troppo “spinta” con l'inevitabile aumento della possibilità di danneggiamento.

L'ulteriore riduzione del moto è prevista in modo che il motore elettrico selezionato per questa architettura possa fornire un buon compromesso tra velocità di rotazione e coppia per raggiungere i requisiti richiesti per la movimentazione della superficie mobile (momento di cerniera massimo e velocità massima di rotazione in condizioni *free*).

Il dimensionamento del riduttore dipende fondamentalmente dal voluto rapporto di riduzione (i), dal valore della coppia in uscita dal riduttore stesso (T_2) e dalla velocità di rotazione in ingresso (ω_g) che riesce a sostenere.

I valori precedenti sono:

- rapporto di riduzione $i = 7$
- coppia in uscita $T_{bs} = 22.25 \text{ N m}$
- velocità in ingresso $i = \frac{\omega_g}{\omega_{bs}} \Rightarrow \omega_g = i \cdot \omega_{bs} = 5278 \text{ rpm} \quad (3.6)$

Da questi valori la selezione del riduttore planetario ricade sul riduttore fornito dalla *Vogel* con sigla identificativa del modello:

MPV monostadio 00

che ha come caratteristiche principali quelle riportate in tab. 3.2

Parametri	MPV 00
Ratio	7
Nominal output torque	25 [Nm]
Permissibile radial load	1500 [N]
Permissibile axial load	1550 [N]
Backlash	7' [arcmin] ⁶
Torsional stiffness	3 [Nm/ arcmin]
Max input speed	8000 [rpm]
Weight	1.7 [kg]

Tabella 3.2: Caratteristiche del riduttore planetario *Vogel MPV 00*, da [W2]

La rappresentazione del riduttore planetario con il *Catia* è riportato in fig. 3.2

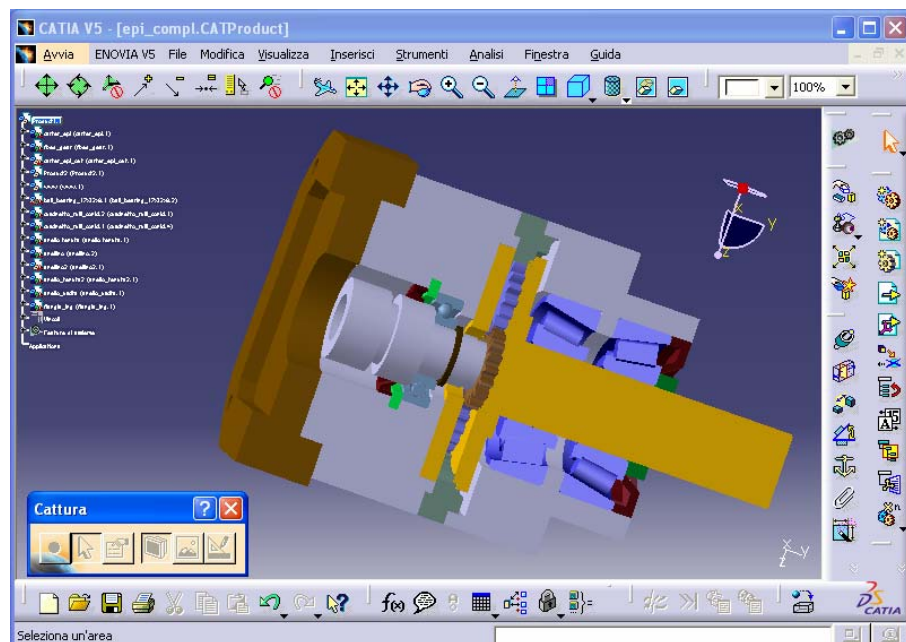


Figura 3.2: Modello in *Catia* del riduttore epicicloidale *Vogel MPV 00*

⁶ Arcmin è una unità di misurazione angolare equivalente alla sessantesima parte del grado. Il grado è la 360 parte di un giro, quindi 1 minute of arc è pari ad 1/21600 dell'angolo giro.

Il riduttore è dotato di cuscinetti conici obliqui in grado di sopportare dei carichi in direzione assiale; la loro presenza dà un contributo aggiuntivo per reggere i carichi assiali provenienti dalla vite di manovra.

3.3.2 Ruote dentate

Per il dimensionamento delle ruote dentate si è fatto riferimento su quanto riportato in [24]. Si è deciso di considerare delle ruote dentate a denti dritti per la semplicità costruttiva e la loro facile reperibilità, associate all'assenza di generazione di un carico assiale da dover sopportare.

L'architettura *torque summing* e le considerazioni precedenti sul rapporto di trasmissione ci hanno fatto propendere per una soluzione nella quale le tre ruote dentate in gioco sono tutte identiche.

Con tale assunzione si ottiene un rapporto di trasmissione unitario tra le ruote impegnate; la configurazione scelta è caratterizzata dalle relazioni (3.7), (3.8), (3.9) che indicano rispettivamente il rapporto di trasmissione dell'ingranaggio, la somma dei momenti ed il bilancio della potenza con l'ipotesi di perdite nulle.

$$i = \frac{\omega_g}{\omega_{p1}} = \frac{\omega_g}{\omega_{p2}} \quad (3.7)$$

$$M_g = M_{p1} + M_{p2} \quad (3.8)$$

$$\omega_g \cdot M_g + \omega_{p1} \cdot M_{p1} + \omega_{p2} \cdot M_{p2} = 0 \quad (3.9)$$

Aver consegnato al riduttore planetario e soprattutto alla vite di manovra il compito di ridurre il moto proveniente dal motore permette, in una possibile sede di verifica delle prestazioni dinamiche dell'attuatore, di collegare direttamente un motore all'ingranaggio epicicloidale senza che ci sia la necessità di ruote dentate e relativi alberi e cuscinetti di supporto .

Si sceglie per le ruote dentate i valori dei parametri caratteristici e del loro interasse:

- interasse: $c = 100 \text{ mm}$
- angolo di pressione: $\varphi = 20^\circ$
- modulo normale: $m = 1.50$

Si procede ad un dimensionamento geometrico ed ad una verifica a fatica superficiale dei denti.

Le caratteristiche geometriche delle ruote sono riassunte di seguito, tab. 3.3.

Parametri	Valore
Diametro primitivo	50 [mm]
Numero di denti	66
Modulo	1.50
Diametro di testa	51.5 [mm]
Diametro di testa massimo	58.11 [mm]
Passo base	4.43 [mm]
Grado di ricoprimento	1.80

Tabella 3.3: Caratteristiche delle ruote dentate a denti dritti

Una rappresentazione del modello di ruota dentata utilizzata è riportata nelle fig. 3.3



Figura 3.3: Modello in *Catia* della ruota dentata

Il dimensionamento a fatica superficiale del dente si effettua tramite la determinazione dello stato di tensione superficiale con la teoria di *Hertz*.

Sono state formulate le ipotesi seguenti:

- ruote in acciaio con durezza superficiale di 450 *Bhn* e modulo di elasticità normale $E = 207 \text{ MPa}$
- coefficiente di sicurezza per la fatica superficiale $CS = 1.5$;
- fattore di correzione per il montaggio $K_m = 1.3$, fattore di velocità $K_v = 1.4$.
- resistenza a fatica superficiale $S_H = S_{fe} C_{Li} C_R = 929 \text{ MPa}$ con 1% di probabilità di rottura con un numero di cicli pari a 7.8×10^9 come riportato in [24]. S_{fe} e la resistenza all'usura con affidabilità al 99% per una durata 10^7 cicli corretta con il coefficiente di durata C_{Li} e il fattore di affidabilità C_R .

Si ricava quindi la componente tangenziale del carico che si scambiano i denti a contatto, si confronta la pressione superficiale di *Hertz* con la resistenza a fatica superficiale e si individua il valore minimo dello spessore del dente la pressione di *Hertz* si individua da (3.10)

$$\sigma_H = C_p \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot C S}{b \cdot d_p \cdot I}} \cdot k_v \cdot k_0 \cdot k_m \quad (3.10)$$

dove si indica rispettivamente il coefficiente geometrico e il coefficiente elastico con

$$I = \sin(\phi) \cdot \frac{\cos(\phi)}{2} \cdot \frac{R}{R+1} = 0.09 \quad (3.11)$$

$$C_p = 0.564 \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p}\right) + \left(\frac{1-\nu_g^2}{E_g}\right)}} = 190.21 \sqrt{\text{MPa}} \quad (3.12)$$

risulta uno spessore minimo del dente di circa $b = 12$ mm. Per il nostro prototipo si è deciso di scegliere uno spessore delle ruote dentate pari a $b=18$ mm.

3.4 Dimensionamento del motore elettrico

Componente fondamentale del sistema di attuazione elettromeccanica è il motore elettrico che fornisce potenza agli organi meccanici rotanti.

Come precedentemente visto, la nostra attenzione si rivolge ad un motore a magnete permanente *brushless AC* (BLACM) fornito dalla *Moog*.

Il dimensionamento di questo componente è eseguita basandosi su tre criteri principali che forniscono i requisiti che il motore deve soddisfare.

In primo luogo va considerato che per la logica di ridondanza del sistema (architettura *torque summing*) la movimentazione della superficie deve esser assicurata anche in caso di avaria ad un motore (EMA in condizione

Operative). Ogni singolo motore quindi deve poter garantire il rispetto dei requisiti necessari alla deflessione del comando primario.

Il motore deve fornire una velocità nominale, in accordo con la (3.6) e con un rapporto unitario di riduzione tra le ruote dentate, di $\omega = 5278$ rpm per avere una velocità di estrazione dello stelo pari a 62.8 mm/s e quindi la massima velocità di deflessione del comando primario.

I criteri più stringenti per la selezione del motore elettrico sono il rispetto dei requisiti sulla coppia che deve erogare in tre diverse condizioni:

- Al Trim in condizioni statiche deve erogare una coppia continua pari a 1 Nm
- In caso di azionamento repentino deve poter erogare una coppia di picco superiore a quella massima che si incontra
- In caso di azionamento continuativo alla massima velocità deve poter erogare una coppia superiore a circa il 10% del massimo momento di cerniera

Dalla (3.6) scritta per i momenti si ottiene il valore della coppia che il motore deve erogare ad una velocità nulla $\omega = 0$ rpm

$$i = \frac{\omega_g}{\omega_{bs}} = \frac{T_{bs}}{T}$$

$$T = \frac{T_{bs}}{i} = 4.24 \text{ Nm} \quad (3.13)$$

Il valore precedente fa riferimento al caso in cui il comando viene azionato con un valore di velocità di rotazione pari a 10 rpm e viene fatto deflettere dell'angolo massimo. Questa condizione è mantenuta per brevi periodi e per questo si fa riferimento al valore della coppia di picco (*peak torque*) nelle caratteristiche del componente; tale valore deve esser maggiore di quello calcolato con la (3.13).

Alle condizioni di Trim si ha poi che in condizioni statiche ($\omega = 0$ rpm) il motore deve mantenere un valore continuativo della coppia (*continuous stall torque*) superiore a quello che si calcola.

In condizioni di azionamento dell'attuatore i carichi massimi che si incontrano nell'involuppo di volo sono in via approssimativa il 10% del momento massimo di cerniera.

Da tale assunzione si ottiene che alla velocità di $\omega = 5290$ rpm il motore deve erogare una coppia in maniera continuativa (*continuous torque*) superiore ad un decimo di quella massima dovuta al massimo momento di cerniera.

$$T_c = 0.1 \cdot T = 0.42 \text{ Nm}$$

Dalle precedenti considerazioni il motore deve soddisfare i requisiti:

- Coppia continua di stallo (*continuous stall torque*) $T_0 > 1 \text{ Nm}$
- Coppia continua (*continuous torque*) $T_c > 0.42 \text{ Nm}$
- Coppia di picco (*peak torque*) $T_{\max} > 4.2 \text{ Nm}$

Il motore che risponde a tali richieste è il *brushless Moog G413-4xx* le cui caratteristiche sono riportate in fig. 3.4 e tab. 3.4

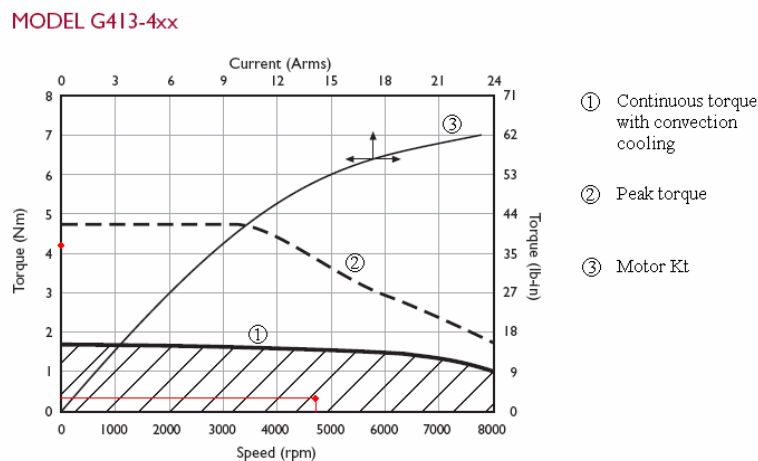


Figura 3.4: Caratteristiche delle prestazioni del motore *Moog G413-4xx*

Parametri	G413-4xx
Continuous stall torque – M_0	1.657 [Nm]
Peak torque – M_{\max}	4.7 [Nm]
Continuous stall current – I_0	3.2 [Arms]
Peak current – I_{\max}	10.6 [Arms]
Nominal speed – n_N	6300 [rpm]
Maximum speed – n_{\max}	8000 [rpm]
Nominal power – p_N	0.95 [kW]
Torque constant – k_T	0.53 [Nm/ Arms]
Motor inductance – L_{tt}	8.5 [mH]
Inertia w/o brake – J	0.39 [kgcm ³]
Mass w/o brake – m	2.0 [kg]

Tabella 3.4: Caratteristiche del motore *brushless Moog G413-4xx*, da [W3]

La casa costruttrice prevede anche la possibilità di dotare il motore con un freno interno; per il nostro scopo risulta importante in quanto in modalità *operative* quando il motore ha subito un guasto, l'innesto elettromagnetico è disinserito e l'albero motore ruota inutilmente “folle”.

L'aggiunta del freno peggiora lievemente le sue caratteristiche (es. aumenta di poco il peso del componente).

3.5 Dimensionamento dei dispositivi di sicurezza

All'interno del progetto prototipale dell'attuatore elettromeccanico, un ruolo importante è affidato ai componenti grazie ai quali si ottiene una logica di ridondanza dell'EMA per possedere l'aspetto *Fault Tollerance* desiderato (come visto nell'analisi *top-down* di affidabilità del sistema).

L'innesto elettromeccanico a dentini e la frizione elettromeccanica devono sottostare a determinati requisiti per la loro scelta quali:

- ingombro e peso ridotto
- rapidità e precisione d'innesto
- semplicità di installazione
- momento minimo trasmissibile
- assorbimento di potenza ridotto

L'innesto elettromagnetico, in condizioni di assenza di corrente elettrica, è disinserito (dentature frontali non a contatto) e non genera coppie di trascinamento.

Alimentando la bobina interna al corpo del gruppo con corrente continua a 24V, si genera un campo magnetico indotto che attira un disco (l'ancora), le dentature si accoppiano e il pignone ruota essendo vincolato all'albero motore. Non è consentito l'innesto in movimento se non per un ridotto numero di giri.

La corrente che induce il campo magnetico è generata tramite un anello collettore e un suo contatto strisciante con una spazzola. La necessità dell'anello collettore è da ricercarsi nel fatto che tutti gli elementi dell'innesto sono solidali a parti rotanti e quindi si esclude l'alimentazione con l'impiego di cavi.

Il requisito fondamentale per l'innesto è la capacità di trasmettere un momento superiore a quello necessario per ottenere il massimo valore del momento di cerniera.

Come visto precedentemente il FSC possiede il compito di conferire all'attuatore elettromeccanico la condizione *Fail Safe*. La frizione quindi è attivata grazie alla corrente che passa attraverso la bobina e che genera un campo elettromagnetico indotto che attira un disco mobile, il quale va a comprimere un anello di ferodo.

La sua attivazione si verifica ogni qual volta che si presenta una doppia avaria sui motori e quindi per evitare il fenomeno del *flutter* tramite una forza di attrito aggiuntiva.

Il requisito fondamentale per la scelta del FSC è quindi il valore di attrito da fornire al sistema; la coppia che deve garantire è circa il 10% del massimo momento presente sulla vite di manovra in modo da garantire un assestamento della superficie intorno ad un decimo del massimo valore di deflessione, rispetto alla posizione neutra.

Entrambi i componenti sono forniti dalla *Corbetta* e sono identificati come:

- *innesto elettromagnetico a denti con anello collettore ERZ 060*
- *frizione elettromagnetica monodisco SCM 039*

Ricapitoliamo le caratteristiche dei due componenti nella tab. 3.3

Parametri	ERZ 060	SCM 039
Torque	20 [Nm]	0.6
Power	7.5 [W]	6
Velocity	5500 [rpm]	1500 [rpm]
Engagment time	15 [ms]	15 [ms]
Disengagment time	50 [ms]	3 [ms]
Weight	0.45 [kg]	0.07 [kg]

Tabella 3.5: Caratteristiche del *Motor Clutch* e del *Fail Safe Clutch* prodotti dalla *Corbetta*, da [W4]

3.6 Architettura definitiva del prototipo di EMA

Il dimensionamento e la ricerca sul mercato della componentistica necessaria alla realizzazione dell'attuatore EMA porta ad avere una configurazione definitiva costituita, per la logica di ridondanza necessaria, da un doppio motore elettrico brushless, due innesti elettromagnetici a denti, ruote dentate a denti dritti, un riduttore epicicloidale e la vite di manovra a ricircolo di sfere.

Una rappresentazione dell'architettura scelta per la futura realizzazione prototipica è stata effettuata con il *Catia* come riportato in fig. 3.5

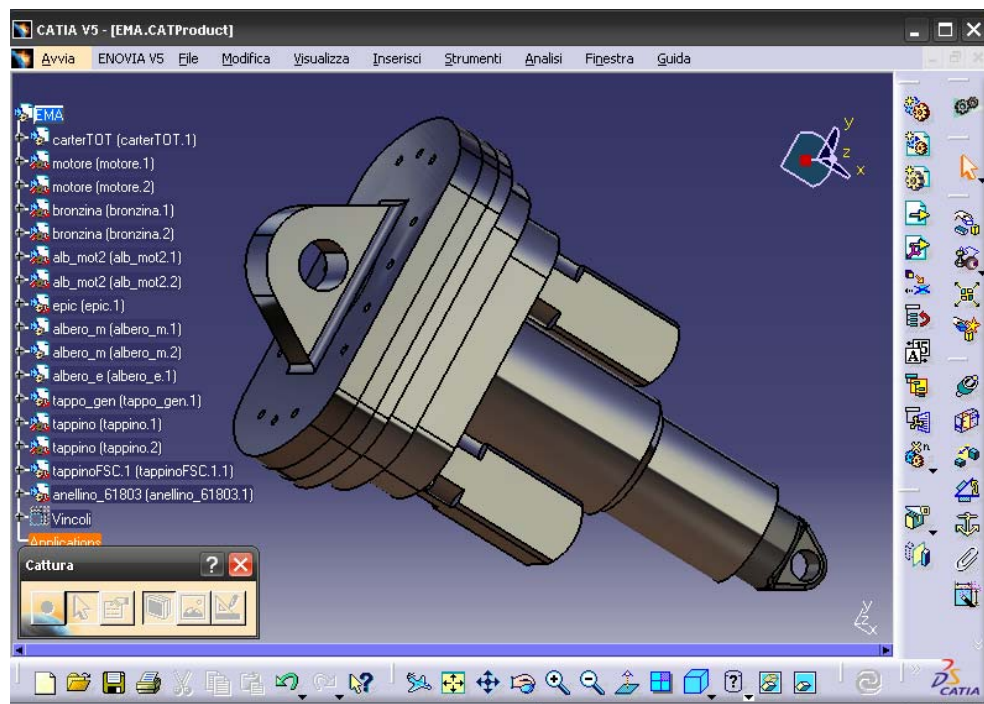


Figura 3.5: Configurazione completa dell'attuatore in *Catia*

Una ulteriore rappresentazione chiarificatrice per la definizione della componentistica necessaria e il loro assemblaggio è riportata in fig. 3.6 nella quale si rappresenta una sezione del sistema totale

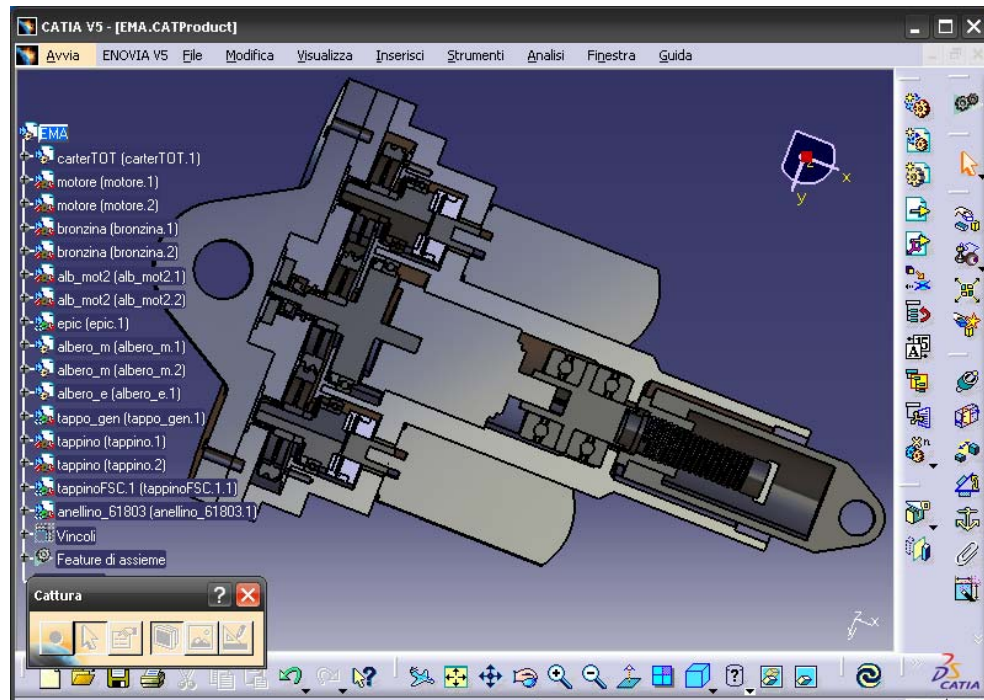


Figura 3.6: Sezione del modello completo

Della soluzione ottenuta si mettono in luce i requisiti chiave per la progettazione meccanica ovvero i valori della specifica di riferimento, descritti nel § 3.1, riguardanti i puri parametri strutturali quali la lunghezza *pin-to-pin* (l_p) riferita alla corsa nulla dell'EMA, la rigidità torsionale del sistema ($K_{act}^{(tor)}$, analizzata nel capitolo successivo) e la massa complessiva dell'attuatore.

Il *Catia*, oltre a permettere la modellizzazione solida, fornisce anche i valori necessari per valutare le suddette grandezze, in particolare procura sia i valori della distanza tra due elementi selezionati, sia i valori delle proprietà meccaniche (quale la massa) per ogni componente rappresentato, una volta definiti tutti i parametri caratteristici del materiale scelto. In più dai dati di catalogo per i componenti esistenti sul mercato, si giunge alla stima della massa dell'intero attuatore elettromeccanico.

Il valore della lunghezza *pin-to-pin* è valutato tra i centri delle circonferenze dei fori necessari per il montaggio alla struttura completa e vale

$$l_{pp} = 600.64 \text{ mm}$$

Questo valore è molto prossimo a quello definitola specifica che è $l_{pp}=601\text{mm}$.

Per la stima della massa dell'intero dispositivo si fa riferimento alla fig. 2.1 ed ai dati di tabella 3.4.

elemento	massa [kg]	quantità	massa totale [kg]
Ruota dentata	0.521	3	1.563
Albero motore	0.436	2	0.872
Albero condotto	1.628	1	1.628
Cuscinetto 61908	0.120	2	0.240
Cuscinetto 61819	0.300	1	0.300
Cuscinetto 61803	0.008	3	0.024
Cuscinetto 51407	0.740	2	1.480
Gearbox	1.700	1	1.700
Motore	2.200	2	4.400
Ball screw	1.190	1	1.190
ERZ 060	0.450	2	0.900
SCM 039	0.070	1	0.070
Tappo generale	0.496	1	0.496
Tappo	0.013	3	0.039
Stelo di uscita	1.333	1	1.333
Masse varie			2.147
totale			17.87

Tabella 3.6: Valutazione di prima approssimazione della massa dell'EMA

È stata effettuata un'analisi ponderale del peso di ogni singolo componente sul valore della massa complessiva del prototipo di attuatore progettato

facendo delle ipotesi preliminari. Infatti l'oggetto principale di studio del lavoro è stato l'ottimizzazione del sistema di trasmissione di potenza lasciando in secondo piano la progettazione a minimo peso del *carter* che contiene tutti gli elementi necessari alla costruzione dell'EMA.

Il lavoro quindi è rivolto alla caratterizzazione della catena di movimentazione meccanica per la futura realizzazione di un prototipo pensato per un'analisi delle sue caratteristiche dinamiche e quindi non è stato pensato per l'effettiva messa in opera su un velivolo dove la necessità di ridurre al massimo il peso è fondamentale. Per tale ragione il *carter* non è stato dimensionato tenendo conto di tale richiesta.

La catena di trasmissione di potenza, invece, è stata dimensionata facendo attenzione alla problematica della riduzione ed ottimizzazione del peso di ogni singolo componente presente sul mercato, oltre all'essenziale richiesta di rigidità del sistema.

Il peso della sola catena di trasmissione di potenza si attesta intorno ad un valore pari a

$$m_{cp}^{tot} \cong 17.9 \text{ kg}$$

A tale ragione nel confronto delle masse si vede il peso ponderale di ciascun elemento nella fig. 3.7.

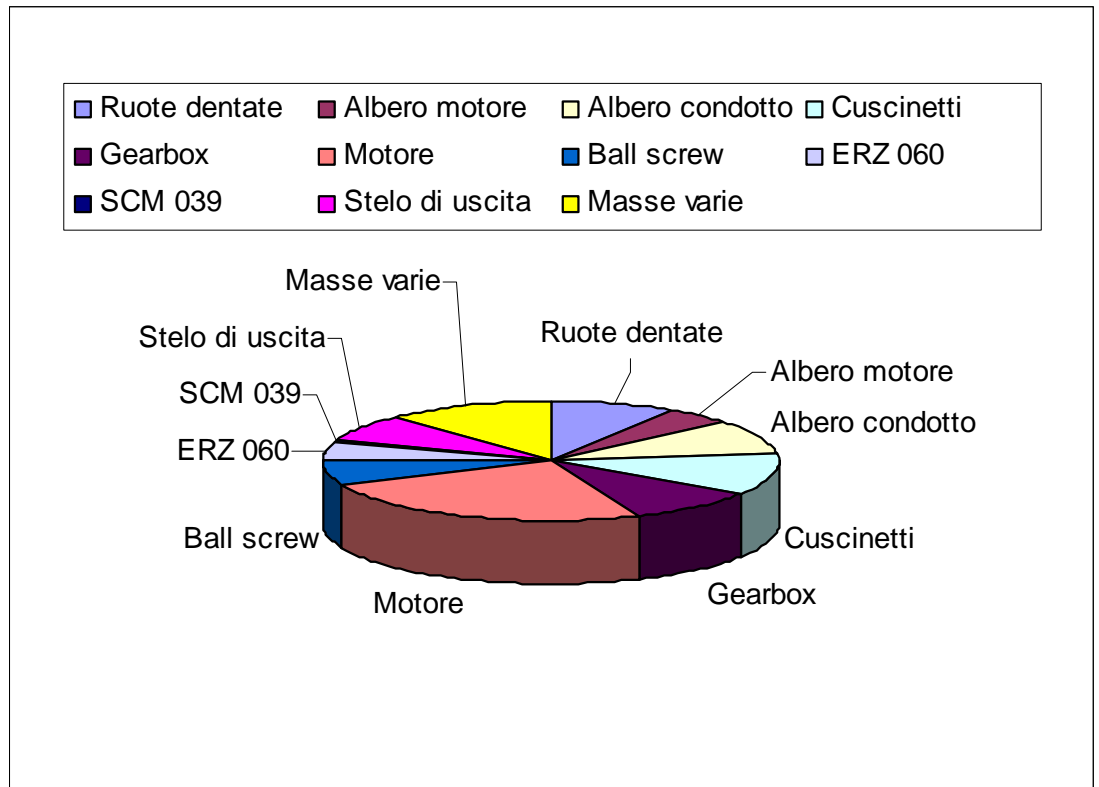


Figura 3.7: Confronto ponderale fra le masse dei componenti la catena di trasmissione di potenza

Come si evince dal grafico di fig. 3.7, gli elementi che “pesano” di più sulla massa totale per un attuatore elettromeccanico *fault-tollerant* sono i motori brushless.

Gli elementi classici per la trasmissione del moto hanno un peso sostanzialmente paritario e dello stesso ordine di quello dell'organo di trasformazione del moto da rotatorio a lineare (*ball screw*).

4 Analisi di rigidezza dell'attuatore

La rigidezza dinamica di un attuatore è un requisito tipico e fondamentale per le applicazioni aeronautiche in special modo per quelle rivolte alle superfici di controllo di volo. Per rigidezza di un attuatore si intende la capacità della superficie mobile di conservare la propria posizione anche in presenza di carichi di disturbo che la investono.

Oltre al raggiungimento di una determinata posizione dello stelo dell'attuatore è richiesto che sia mantenuta la posizione assunta dalla superficie mobile di comando nel tempo anche in presenza di disturbi. Un caso tipico di disturbo che perturba la condizione raggiunta dalla superficie aerodinamica è dato dalla presenza di carichi da raffica.

La rigidezza dell'attuatore quindi rivela la sensibilità e l'accuratezza del controllo nel mantenere la posizione dello stelo e della deflessione della superficie mobile sotto l'azione di perturbazioni esterne. Due contributi principali influenzano il valore della rigidezza del sistema, il contributo dato dalla rigidezza conferita dal sistema di controllo e quello dato dalla rigidezza meccanica propria della struttura. Quest'ultima assume un ruolo basilare per la rigidezza torsionale richiesta all'attuatore in quanto, in caso di avaria del sistema di controllo, la rigidezza intrinseca della struttura è l'unica componente che si oppone agli effetti di disturbo delle forze esterne. A tal ragione si focalizza l'attenzione sul calcolo strutturale del sistema tramite analisi agli elementi finiti (analisi FEM) con il software *Catia*.

4.1 Modello di calcolo della rigidezza complessiva

Il calcolo della rigidezza dell'attuatore elettromeccanico è svolta valutando la sua rigidezza lineare e poi confrontata con il valore torsionale dato dal requisito da rispettare. Si è schematizzato il comportamento dell'attuatore

come quello di una molla collegata alla superficie di comando e la struttura alla quale è collegato come un elemento infinitamente rigido, fig. 4.1.

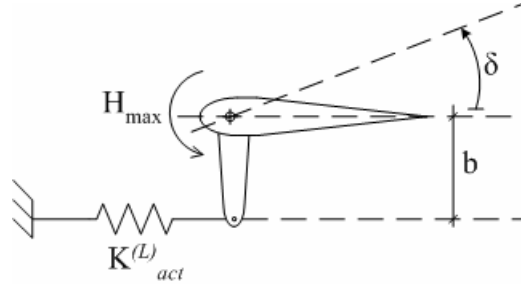


Figura 4.1: Schema esemplificativo del comportamento dell'attuatore

Il momento applicato genera una forza sullo stelo dell'attuatore data dalla (2.6) che vista in ottica di forza elastica si esprime come

$$F = K_{act}^{(L)} \cdot b \cdot \delta \quad (4.1)$$

attraverso la quale si può esprimere il momento di cerniera con la (4.2)

$$M = K_{act}^{(L)} \cdot b^2 \cdot \delta \quad (4.2)$$

dove la rigidezza torsionale $K_{act}^{(t)}$ è:

$$K_{act}^{(t)} = K_{act}^{(L)} \cdot b^2 \quad (4.3)$$

Per procedere al calcolo della rigidezza complessiva dell'EMA è stata fatta l'ipotesi di schematizzare l'intero sistema secondo una scomposizione negli elementi principali che lo costituiscono e calcolando il singolo contributo di ogni parte al valore complessivo.

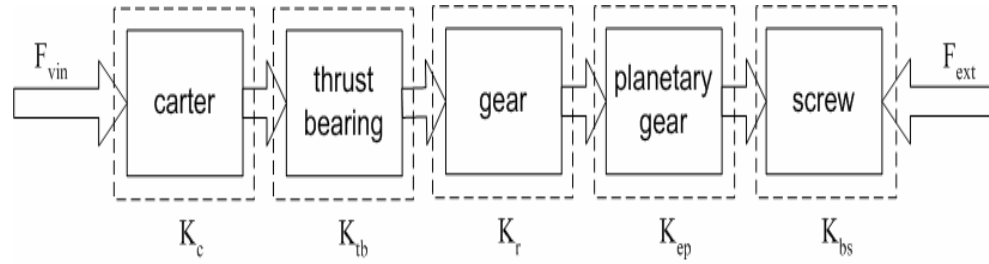


Figura 4.2: Schema a blocchi per la valutazione della rigidità totale

Ogni singolo contributo è sommato in serie ottenendo un valore di rigidità lineare dato dalla (4.4)

$$\frac{1}{K_{act}^{(L)}} = \frac{1}{K_r^{(L)}} + \frac{1}{K_{ep}^{(L)}} + \frac{1}{K_{bs}^{(L)}} + \frac{1}{K_{tb}^{(L)}} + \frac{1}{K_c^{(L)}} \quad (4.4)$$

dove si è indicato con $K_r^{(L)}$ la rigidità lineare del blocco dei componenti che generano il moto (ruote dentate e alberi sulle quali sono montate), con $K_{ep}^{(L)}$ la rigidità lineare dell'epicicloidale, con K_{bs} la rigidità lineare della vite a ricircolo di sfere, con $K_{tb}^{(L)}$ la rigidità lineare dei cuscinetti reggispira e con $K_c^{(L)}$ la rigidità lineare del carter.

La ricerca della rigidità è incentrata sul valore che assume la stessa per la catena cinematica, il calcolo è stato effettuato nella condizione più sfavorevole possibile, quella di avaria di un motore elettrico; infatti in questa condizione c'è l'assenza di un elemento che contribuisce positivamente all'aumento dell'intera rigidità dell'attuatore.

Il sistema analizzato è costituito solamente dal *ball screw*, dal riduttore epicicloidale e dagli organi di trasmissione del moto (due ruote a denti dritti), fig. 4.3

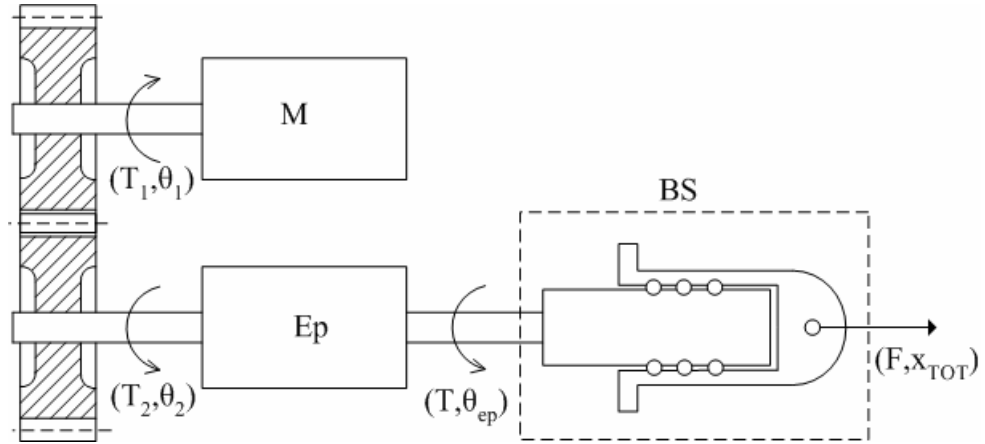


Figura 4.3: Schema generale per l'analisi di rigidità dell'attuatore

Dalla (4.3), dalla (3.3) e dal rapporto di trasmissione si ottiene θ (il valore della rotazione dovuta alla deformazione), una volta applicato il carico, per ogni componente della catena cinematica:

$$\theta_{ep} = \frac{T}{K_{ep}^{(t)}} \quad (4.5)$$

$$\theta_{ep} = \frac{F \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot \eta} \cdot \left(\frac{1}{K_{ep}^{(t)}} \right) \quad (4.6)$$

$$\theta_2 = \frac{T_2}{K_2} \quad \text{dove si ha} \quad T_2 = \frac{T}{n_1}$$

$$\theta_2 = \frac{F \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot \eta \cdot n_1} \cdot \left(\frac{1}{K_2} \right) \quad (4.7)$$

$$\theta_1 = \frac{T_1}{K_1} \quad \text{dove si ha} \quad T_1 = \frac{T_2}{n_2}$$

$$\theta_1 = \frac{F \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot \eta \cdot n_1 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{1}{K_1} \right) \quad (4.8)$$

dove con n_1, n_2 si indica il rapporto di trasmissione tra gli organi rotanti, con T le coppie in [Nm] che si scambiano i vari organi, mentre gli altri simboli hanno chiaro significato.

Una volta calcolato il valore della rotazione, si è individuato il valore della deformazione lineare, necessario per il calcolo della rigidità lineare dell'attuatore.

$$x_{ep} = \theta_{ep} \cdot \frac{p}{2 \cdot \pi} \quad (4.9)$$

e sostituendo la (4.7) si ottiene

$$x_{ep} = F \cdot \left(\frac{p}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{K_{ep}^{(t)}} \right) \quad (4.10)$$

analogamente per gli altri blocchi del rotismo si ha per le (4.7), (4.8)

$$x_2 = \left(\frac{\theta_2}{n_1} \right) \cdot \frac{p}{2 \cdot \pi}$$

$$x_2 = F \cdot \left(\frac{p}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{n_1^2} \cdot \left(\frac{1}{K_2} \right) \quad (4.11)$$

$$x_1 = \left(\frac{\theta_1}{n_1 \cdot n_2} \right) \cdot \frac{p}{2 \cdot \pi}$$

$$x_1 = F \cdot \left(\frac{p}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{n_1^2 \cdot n_2^2} \cdot \left(\frac{1}{K_1} \right) \quad (4.12)$$

Per la vite di manovra si individua la deformazione lineare lungo l'asse della vite semplicemente come

$$x_{bs} = \frac{F}{K_{bs}} \quad (4.13)$$

quindi il valore totale del gioco assiale, dovuto alla deformazione lineare, necessario per il calcolo della rigidezza si calcola sommando i singoli contributi di ogni organo interessato dall'analisi

$$x_{TOT} = x_1 + x_2 + x_{ep} + x_{bs} \quad (4.14)$$

individuando poi lo spostamento totale dalla (4.1) come

$$x_{TOT} = \frac{F}{K_{act}^{(L)}} \quad (4.15)$$

E sostituendo i valori delle singole deformazioni determinate con le (4.10), (4.11), (4.12), (4.13), si calcola il valore della rigidezza lineare dell'attuatore come

$$\frac{1}{K_{act}^{(L)}} = \left(\frac{p}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \left[\frac{1}{K_{ep}^{(t)}} + \frac{1}{K_2 \cdot n_1^2} + \frac{1}{K_1 \cdot n_1^2 \cdot n_2^2} \right] + \frac{1}{K_{bs}} \quad (4.16)$$

Dalla quale attraverso la (4.3) si è ottenuto il valore della rigidezza torsionale dell'attuatore elettromeccanico da confrontare con il valore di requisito che il sistema deve possedere.

4.2 Valutazione della rigidezza torsionale dei rotismi

Gli organi di movimentazione meccanica rivestono un ruolo importante all'interno della catena cinematica e così c'è la necessità di studiare il valore della rigidezza torsionale che conferiscono alla stessa.

L'analisi di questi elementi necessita di alcune ipotesi semplificative per il calcolo FEM eseguito con il software *Catia*; si presenta il problema dell'impossibilità della gestione dei contatti puntuali da parte del modellatore.

I contatti puntuali si verificano soprattutto all'interno dei cuscinetti radiali necessari a sostenere gli alberi in rotazione; per ovviare a tale inconveniente si eliminano i componenti critici e si impongono, su gli elementi rimasti, le azioni che i primi compiono sulla struttura analizzata.

Il programma di calcolo prevede la presenza di opzioni che danno la possibilità di simulare la presenza di corpi che hanno un ruolo nell'analisi strutturale ma dei quali non si specifica alcun modello geometrico; le *parti virtuali* sono utilizzate per trasmettere le azioni su i componenti analizzati.

4.2.1 Blocco prima ruota

La valutazione della rigidezza del primo blocco del rotismo, composto dall'albero di ingresso al riduttore epicicloidale e dalla ruota dentata a denti dritti su questo montata, è ottenuta tramite l'utilizzo del modello mostrato in fig. 4.4

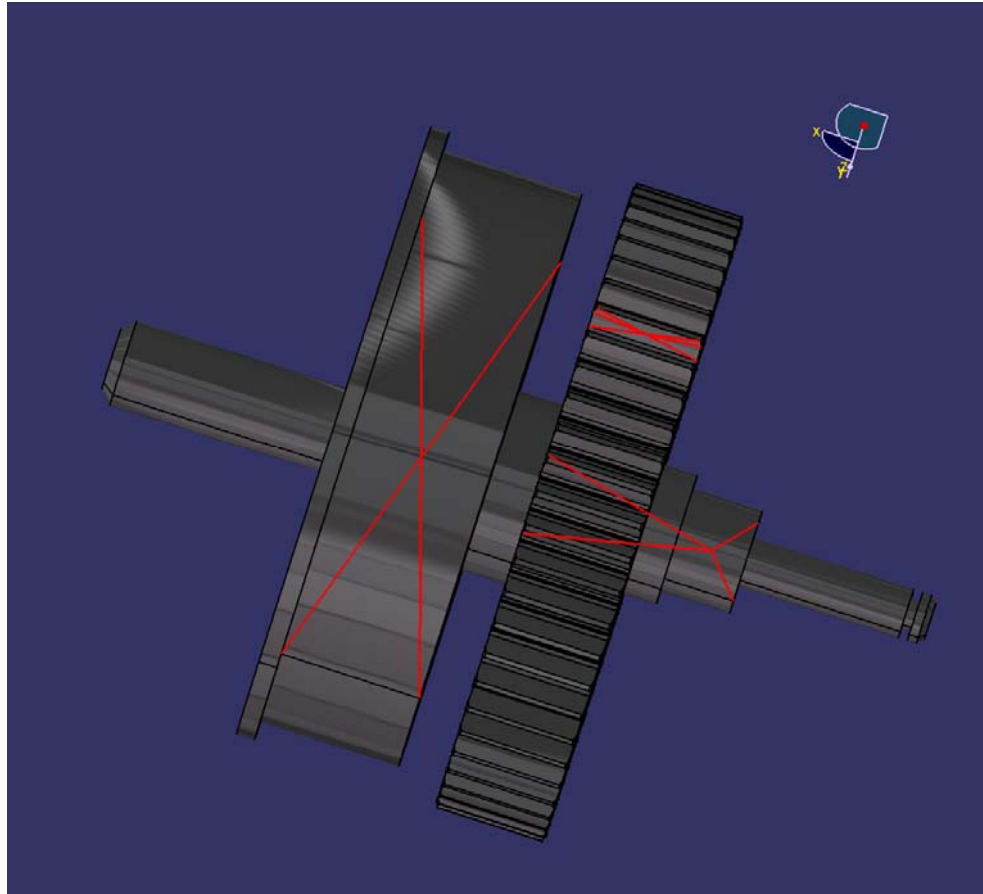


Figura 4.4: Modello del blocco del rotismo per l'analisi FEM

Dalla fig. 4.4 si mettono in evidenza le parti virtuali che simulano il ruolo svolto dai cuscinetti di rotolamento e dall'altra ruota dentata in contatto con quella studiata; in particolare sulle parti virtuali definite si è applicato il vincolo cinematico che compete a questi elementi.

Carichi:

Il carico che agisce sulla struttura è definito sulla superficie dell'albero serrata nel riduttore epicicloidale. Infatti, analizzando la catena cinematica a ritroso, si conosce il valore del momento di uscita dall'epicicloidale ($M_{ep}^{(u)}$) e il suo rapporto di riduzione (n_I), quindi si individua il valore della coppia

in ingresso al dispositivo che non è altro che il momento che agisce sulla superficie dell'albero bloccata all'ingresso dell'epicicloidale.

Si ottiene dunque un valore della coppia da imporre dato dalla (4.17)

$$M = \frac{M_{ep}^{(u)}}{n_1} = 3.55 \text{ N m} \quad (4.17)$$

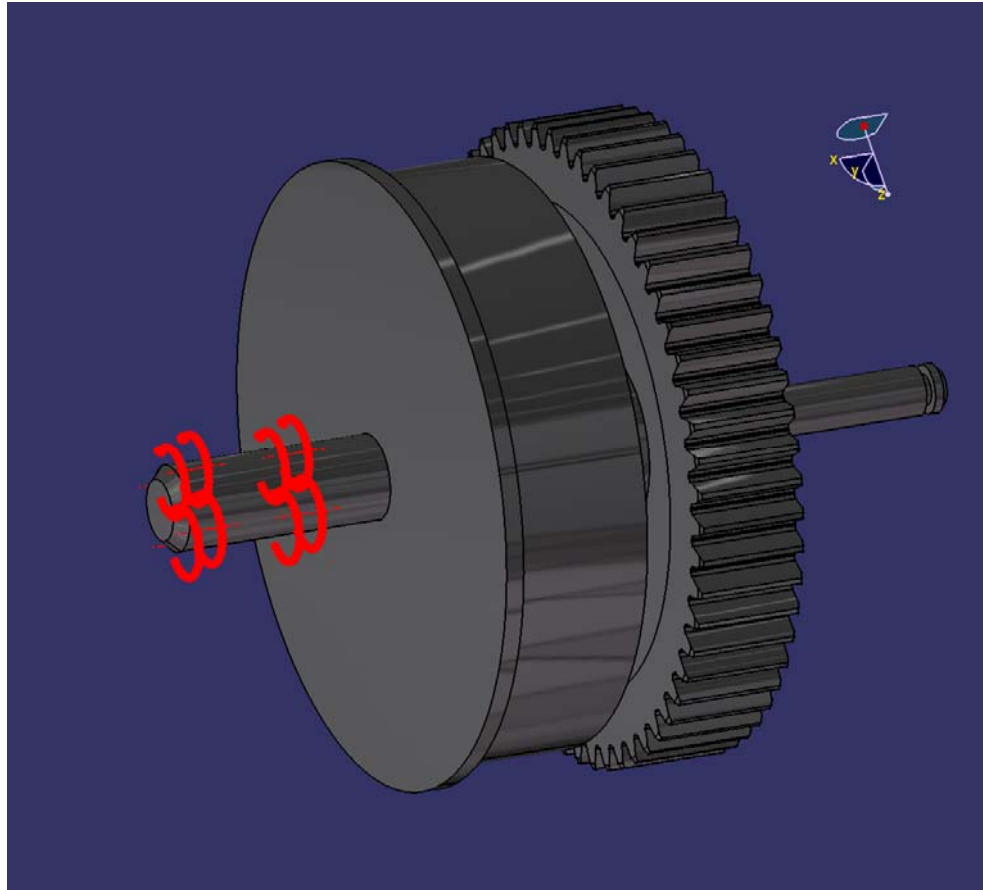


Figura 4.5: Definizione dei carichi sul primo blocco del rotismo

Vincoli cinematici:

I vincoli imposti al fine di ottenere una struttura isostatica e coerenti con la reale situazione in cui si trova la struttura sono applicati sulle parti virtuali definite in precedenza.

Le parti virtuali che svolgono il ruolo dei cuscinetti lasciano come unico grado di libertà della struttura quello della rotazione intorno all'asse dell'albero; il vincolo da imporre è quindi l'impedita traslazione lungo i tre assi e l'impedita rotazione lungo le direzioni radiale e circonferenziale dell'albero.

Per quanto riguarda la parte virtuale che simula il contatto tra le ruote dentate, si prevede un vincolo di impedita traslazione in direzione ortogonale alla superficie del dente, in particolare lungo la linea di contatto tra dente e dente.

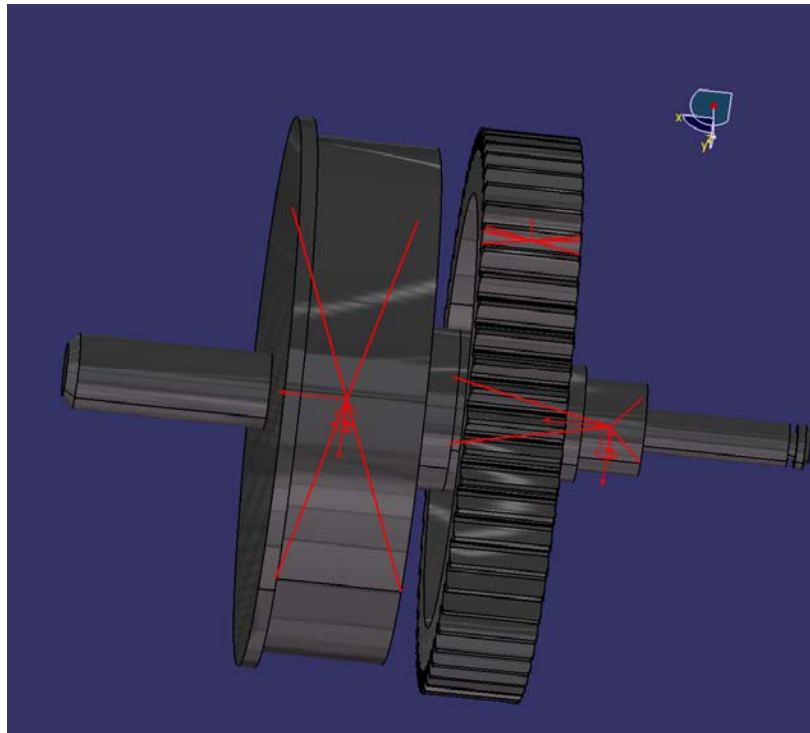


Figura 4.6: Schema dei vincoli sul primo blocco del rotismo

Impostato il modello ed eseguito il calcolo strutturale, si individua il valore delle tensioni e delle deformazioni della struttura, ponendo maggior attenzione alla valutazione della rotazione θ che subisce l'albero sulla superficie serrata nel riduttore epicicloidale.

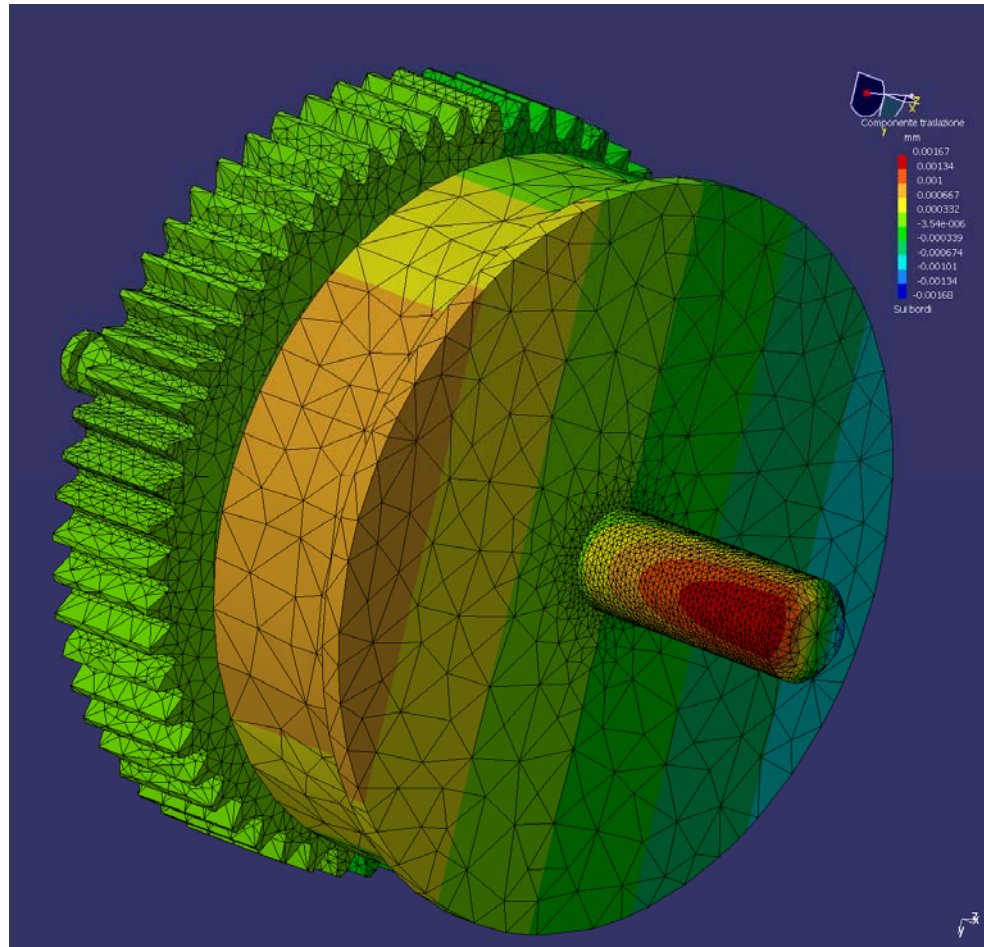


Figura 4.7: Spostamenti in direzione y radiale del primo blocco

Il valore della rotazione è calcolato utilizzando le relazioni

$$\sin \theta_2 = \frac{y}{R} \quad (4.18)$$

ma essendo θ piccolo si ottiene

$$\sin \theta \cong \theta$$

$$\theta_2 \cong \frac{y}{R} \quad (4.19)$$

dove con y ed R si indicano rispettivamente la deformazione lungo l'asse y (asse radiale dell'albero) ed il raggio della sezione di albero considerata.

Dalla (4.19) e dall'analisi strutturale svolta si ottiene

$$y = 1.85 \cdot 10^{-4} \text{ m m}$$

$$\theta_2 \cong 2.64 \cdot 10^{-5} \text{ r a d}$$

Dal (4.3) si ottiene poi il valore della rigidezza torsionale della struttura analizzata che vale

$$K_2 = \frac{M}{\theta_2} = 1.34 \cdot 10^5 \frac{\text{N m}}{\text{r a d}} \quad (4.20)$$

L'analisi strutturale effettuata, individua le tensioni presenti sul suddetto blocco; i componenti che lo costituiscono sono elementi standard: sia la ruota che l'albero sono fabbricati in acciaio al carbonio *AISI 1040* che ha come proprietà caratteristiche

- Tensione di snervamento: $\sigma_y = 290 \text{ MPa}$
- Tensione di rottura: $\sigma_u = 525 \text{ MPa}$
- Modulo di elasticità normale: $E = 207 \text{ GPa}$
- Coefficiente di Poisson: $\nu = 0.3$

I risultati ottenuti dalla simulazione sono riportati in fig. 3.xx

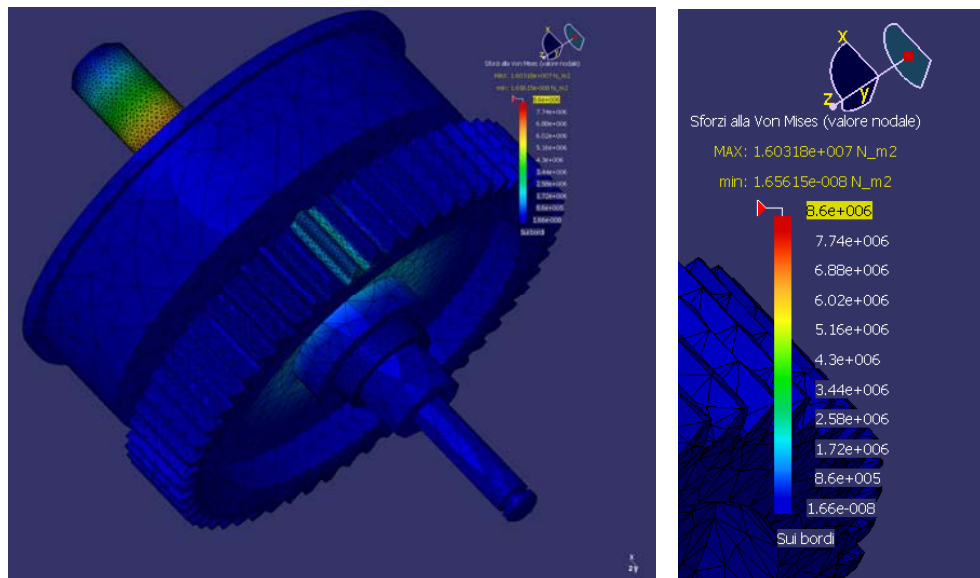


Figura 4.8: Tensioni di *Von Mises* sul primo blocco

Il valore massimo di tensione che si determina dall'analisi strutturale svolta è pari a circa 16 MPa, ben al di sotto del limite di snervamento del materiale impiegato.

4.2.2 Blocco seconda ruota

La valutazione della rigidità del secondo blocco del rotismo, composto dall'albero di ingresso al motore DC brushless e dalla ruota dentata a denti dritti su questo montata, è ottenuta tramite l'utilizzo del modello mostrato in fig. 4.8

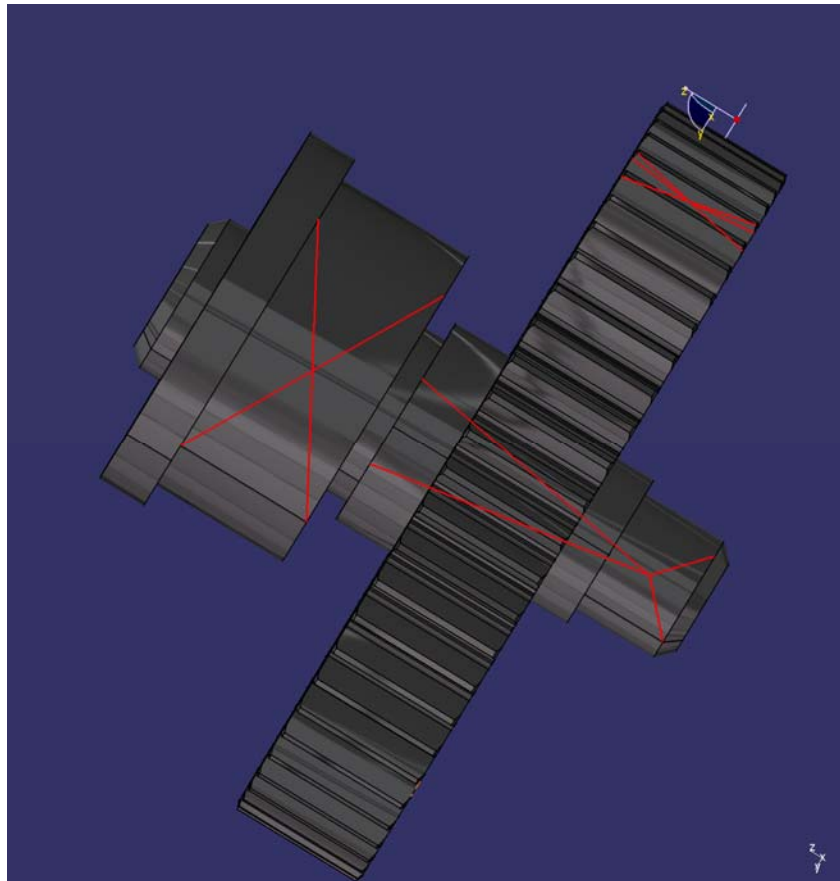


Figura 4.9: Modello del blocco del secondo rotismo per l'analisi FEM

Anche in questo caso c'è la necessità di utilizzare parti virtuali che simulano il comportamento dei cuscinetti e del contatto tra le ruote dentate.

Carichi:

Il carico che agisce sulla struttura è definito sulla superficie dell'albero serrata al motore elettrico. Analogamente a quanto visto in precedenza si sfrutta il rapporto di trasmissione tra le ruote dentate che ingranano tra loro (n_2).

Dalla (4.17) si ottiene un valore della coppia da imporre, essendo il rapporto di trasmissione unitario ($n_2=1$), pari a

$$M_1 = \frac{M}{n_2} = 3.5 \text{ N m} \quad (4.21)$$

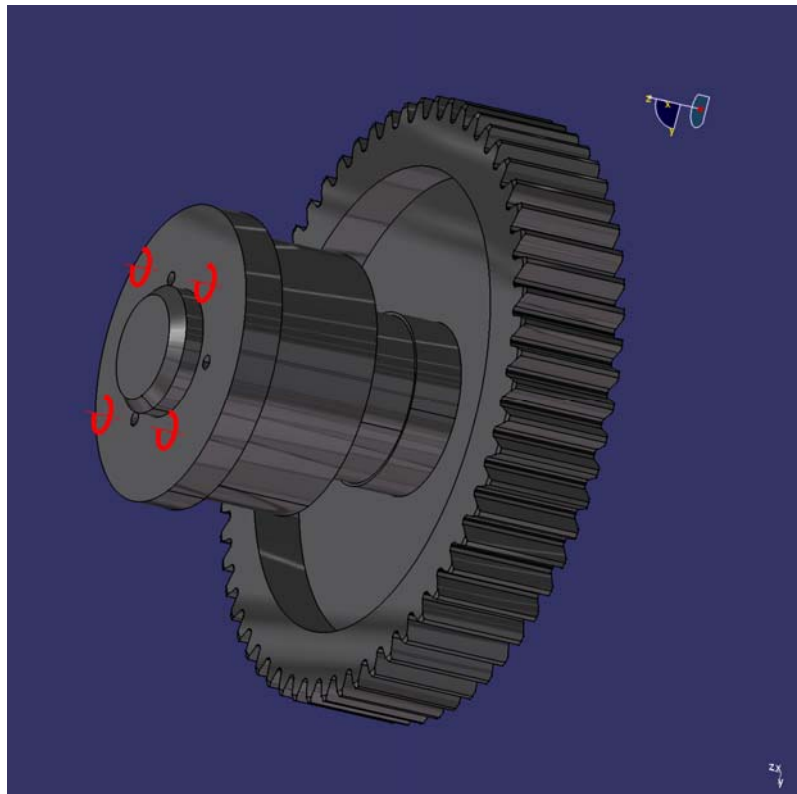


Figura 4.10: Definizione del carico sul secondo blocco del rotismo

Vincoli cinematici:

La struttura isostatica è ottenuta imponendo i medesimi vincoli, visti in precedenza, sulle parti virtuali definite.

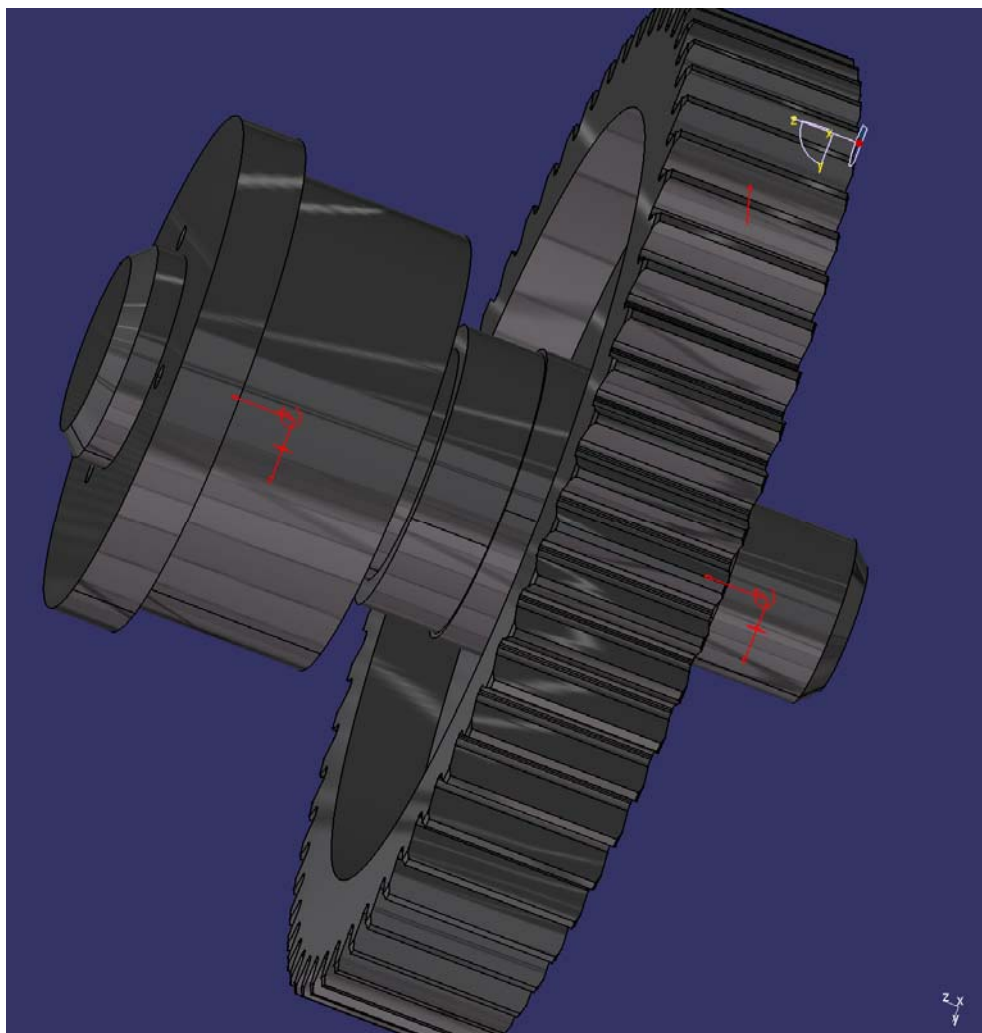


Figura 4.11: Definizione dei vincoli sul secondo blocco del rotismo

Analogamente a quanto già visto si è cercato il valore della rotazione, che la sezione solidale al motore subisce, utilizzando la (4.19) da cui si ottiene

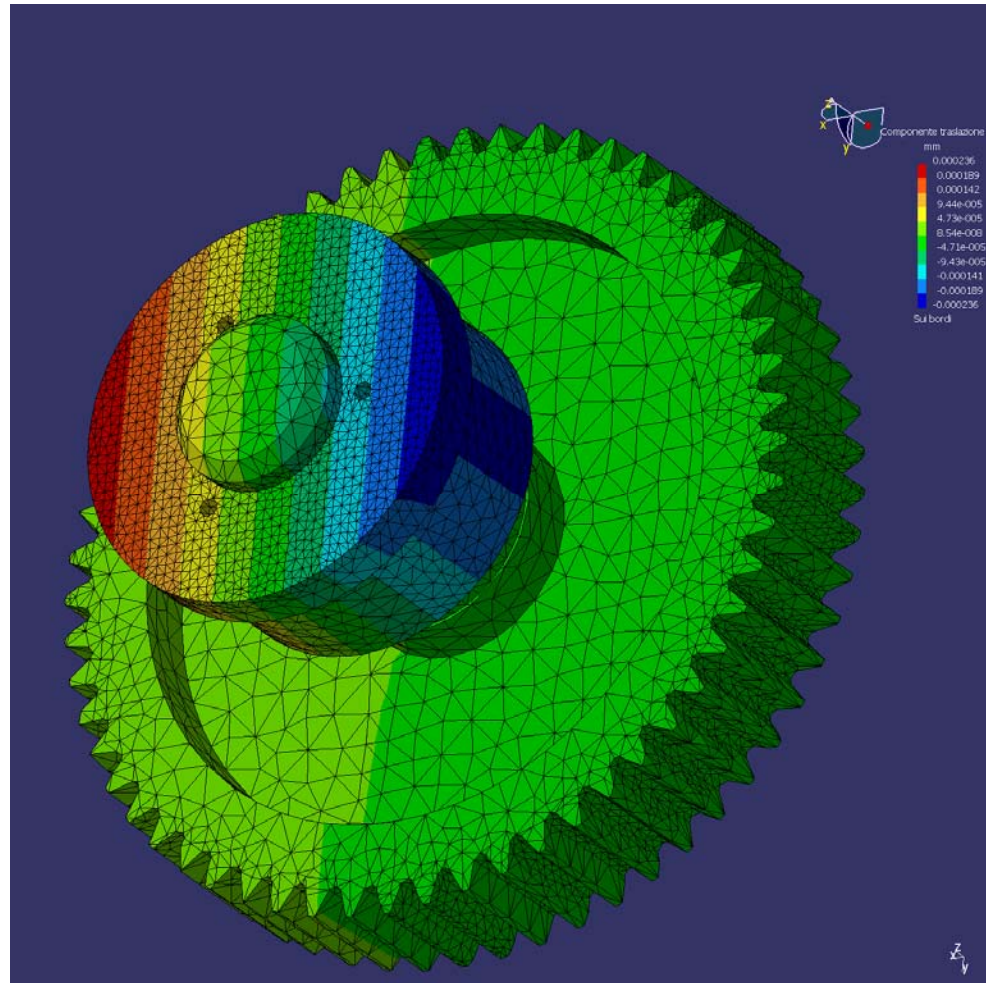


Figura 4.12: Spostamenti in direzione radiale y del secondo blocco

$$y = 2.37 \cdot 10^{-4} \text{ m m}$$

$$\theta_1 \cong 9.29 \cdot 10^{-6} \text{ r a d}$$

Il valore della rigidità torsionale della struttura analizzata ancora valutato con (4.3) è pari a

$$K_1 = \frac{M}{\theta_1} = 3.82 \cdot 10^5 \frac{\text{N m}}{\text{r a d}} \quad (4.22)$$

L'analisi sulle tensioni porta a conclusioni analoghe al precedente blocco, è quindi di scarso interesse un commento più approfondito del problema.

4.3 Stima della rigidità del riduttore epicicloidale

Il calcolo della rigidità dell'elemento riduttore epicicloidale è semplicemente eseguita dai dati di catalogo forniti dal costruttore e riportati in tab. 3.1. Il valore della rigidità torsionale dell'intero elemento è pari a

$$K_{ep}^{(t)} = 3 \frac{N \cdot m}{arcmin}$$

dove la conversione tra arcmin e radianti è fornita da

$$1 \text{ arcmin} = 2.909 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

e quindi si ottiene un valore della rigidità torsionale

$$K_{ep}^{(t)} = 1.031 \cdot 10^4 \frac{N \cdot m}{rad} \quad (4.23)$$

4.4 Stima della rigidità lineare del *ball screw*

L'analisi della rigidità della vite a ricircolo di sfere merita un'attenzione particolare sia per l'importanza che ha il componente su tutto il sistema (fenomeno del *jamming*) sia per la complessità incontrata nell'analisi agli elementi finiti svolta con *Catia*.

Si è pensato ad un'analisi singola dei tre elementi principali che costituiscono il dispositivo: la madrevite, le sfere, la vite. I tre elementi danno un contributo al valore della rigidità lineare della vite che viene sommato in serie

$$\frac{1}{K_{bs}} = \frac{1}{K_N} + \frac{1}{K_S} + \frac{1}{K_B} \quad (4.24)$$

dove si indica con K_N la rigidità lineare lungo l'asse del ball screw della madrevite (*nut*), con K_S la rigidità lineare della vite (*screw*) e con K_B la rigidità lineare delle sfere.

La necessità di un'analisi singola viene fuori dall'impossibilità del software di gestire i contatti puntuali che si presentano nel contatto tra due superfici

curve come avviene nel contatto tra l'elemento rotolante e la pista sulla quale rotola.

4.4.1 Schema analisi

La complessità del dispositivo e l'elevato numero di elementi rotolanti induce alla semplificazione del modello impiegato per l'analisi. La vite a ricircolo è stata suddivisa in conci tagliando lungo la direzione dell'asse longitudinale e lungo due direzioni giacenti su piani inclinate di un angolo β di valore $\beta = 5.14$ deg calcolato come

$$\beta = \sin^{-1}\left(\frac{p}{r}\right)$$

dove con p si indica il passo della vite e con r il raggio primitivo della stessa.

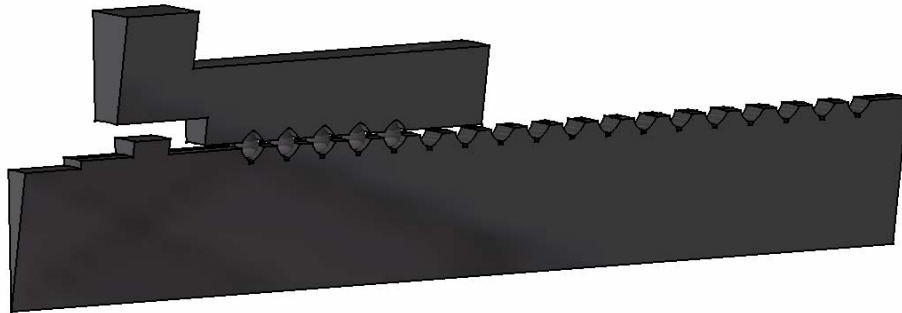


Figura 4.13: Concio vite a ricircolo di sfere per lo studio della rigidezza

In questa maniera si suddivide l'intero dispositivo in 35 settori in ognuno dei quali sono presenti 5 elementi di rotolamento per un totale di 175 sfere impegnate nel convertire il moto da rotatorio a lineare.

Il carico assiale calcolato da (3.3) che agisce sull'intera madrevite viene quindi ripartito in maniera equivalente su ogni singolo settore nel quale essa è suddivisa; la forza assiale agente sul singolo settore è pari a

$$\tilde{F} = \frac{F^{\max}}{3.5} \cong 714.3 \text{ N} \quad (4.25)$$

A questo punto, per sopperire alle mancanze del software di calcolo nella gestione dei contatti puntuali nell'analisi FEM, si effettua un'ipotesi basata sulla *teoria di Hertz* riguardante le tensioni di contatto tra superfici curve. Infatti dal punto di vista teorico il contatto avviene in un punto o lungo una linea, ma due corpi a superficie incurvata e con comportamento elastico che si spingono l'uno contro l'altro generano una deformazione e un'area di contatto finita. Quest'area è di dimensioni molto ridotte generando così tensioni di compressione elevate.

La distribuzione di pressione di contatto ha un valore massimo secondo *Hertz* calcolato con la (4.26)

$$p_0 = 0.578 \cdot \sqrt[3]{\frac{F \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^2}{\Delta^2}} \quad (4.26)$$

dove

$$\Delta = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$

e si è indicato con ν e E rispettivamente il rapporto di Poisson e il modulo di Young dei materiali a contatto, e con R il valore dei raggi dei corpi assunto con il segno ($R < 0$ se la superficie è convessa).

L'area di contatto è definita dalla (4.27) che individua il valore del raggio della zona circonferenziale di contatto.

$$a = 0.908 \cdot \sqrt[3]{\frac{F \cdot \Delta}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}} \quad (4.27)$$

Noto il valore del raggio dell'areola di contatto tra le due superfici curve, si determina lo schiacciamento ε rispettivo, dato dalla (4.28)

$$\varepsilon = R_2 \cdot (1 - \cos \alpha) \quad (4.28)$$

dove si ha:

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{a}{R_2} \right)$$

L'analisi agli elementi finiti è stata eseguita creando una superficie di protrusione sulle piste della madrevite e della vite, mentre su gli elementi volventi introducendo un taglio, conforme ai valori stabiliti con la teoria di Hertz. Si è simulato il comportamento reale nel contatto tra gli elementi a superfici curve sotto l'azione di un carico imponendo analiticamente una deformata.

Tutto ciò è stato possibile grazie all'utilizzo della teoria hertziana sui contatti, ma anche per la conoscenza della direzione lungo la quale è trasferito il carico dalla madrevite alla vite. Il fornitore del componente evidenzia il fatto che il contatto tra sfera-madrevite e tra sfera-vite, avviene sempre lungo una direzione che forma con la direzione orizzontale un angolo di $\pi/4$ rad e diametralmente opposti.

4.4.2 Procedura iterativa di calcolo

Il problema iniziale che si manifesta nell'approccio analitico precedentemente descritto è la determinazione del valore del raggio dell'areola che stabilisce le dimensioni del contatto tra le due superfici. Dalla (4.28) si evince l'impossibilità della conoscenza di tale grandezza se non sono individuate le azioni che si scambiano i due corpi a contatto. Le azioni di contatto sono un parametro incognito e a tale ragione c'è la necessità di attuare un'analisi basata su un processo iterativo di calcolo per determinare i valori incogniti dei carichi e del raggio dell'area di contatto.

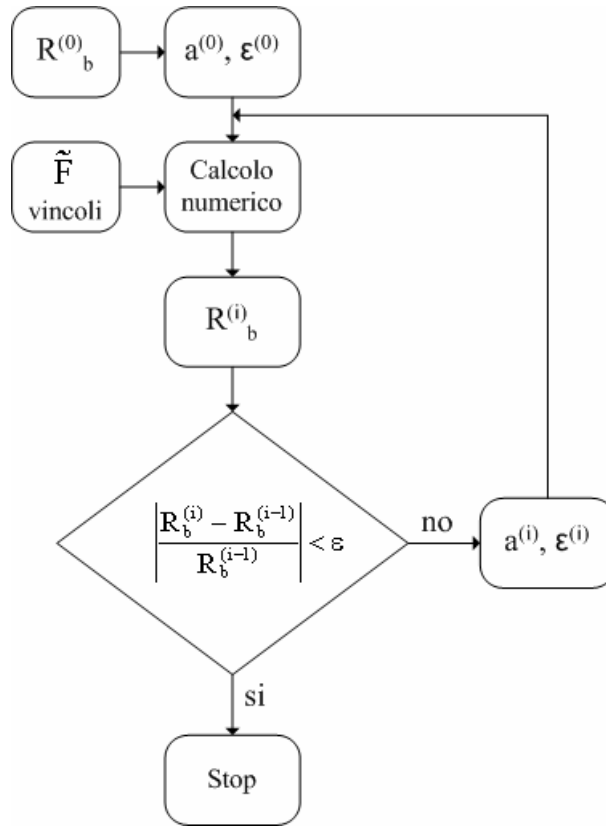


Figura 4.14: Schema della procedura iterativa di calcolo

Le grandezze che inizializzano il processo iterativo mostrato in fig. 4.x sono valutate imponendo una prima ipotesi di approssimizzazione; infatti nel concio estratto sono presenti cinque porzioni di pista sulle quali rotolano le sfere, di conseguenza i contatti tra le superfici sferiche che si compiono sono in totale cinque. Si è considerato in prima approssimazione che il carico è ripartito in maniera equiparata tra i singoli contatti; da questa ipotesi si ottiene il carico scambiato tra i due elementi a contatto lungo la direzione di contatto specificata dalla ditta fornitrice come

$$R_b = \frac{\tilde{F}}{5} \quad (4.29)$$

dove \tilde{F} è calcolato dalla (4.25).

L'ipotesi sulla direzione del contatto tra le superfici e l'angolo d'elica proprio della vite a ricircolo di sfere porta, imponendo l'equilibrio alla traslazione lungo la direzione orizzontale, all'individuazione del carico di contatto che inizializza la procedura iterativa

$$R_b^{(0)} = \frac{\tilde{F} \cdot \sqrt{2}}{5 \cdot \cos \psi} \quad (4.30)$$

Dove con ψ si identifica l'angolo d'elica della pista mostrato in fig. 4.14

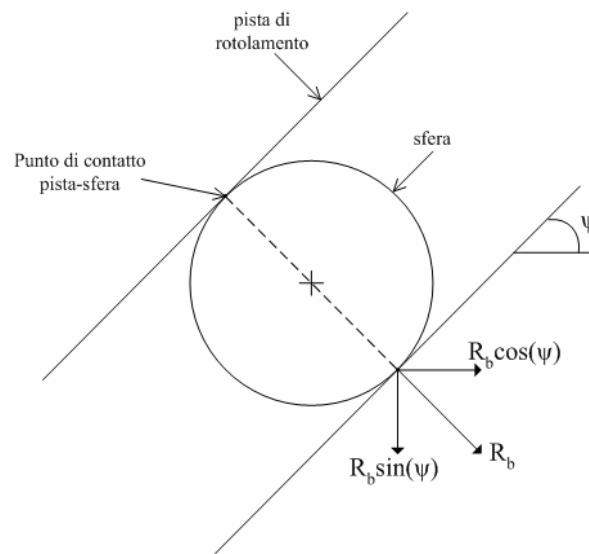


Figura 4.15: Sezione della vite a ricircolo di sfere

Individuato il valore di prima approssimazione dell'azione scambiata, si è calcolato tutti i valori che iniziali: $a^{(0)}$ e $\varepsilon^{(0)}$ dalle (4.27), (4.28). Noti questi valori, attraverso il software di calcolo e utilizzando la procedura iterativa, si è effettuata l'analisi per la rigidità dell'elemento ball screw.

4.4.3 Analisi della madrevite

Per valutare la rigidità lineare della madrevite (*nut*) si deve procedere inizialmente sfruttando l'analisi iterativa vista in precedenza per individuare

l'areola di contatto tra la pista e l'elemento rotolante, e così sopperire alla carenza del *Catia* per quanto concerne i contatti puntuali tra superfici curve. Il modello utilizzato nell'analisi agli elementi finiti deve schematizzare con buona approssimazione l'elemento reale; la bontà della schematizzazione nel sistema equivalente passa attraverso l'imposizione corretta dei carichi e soprattutto dei vincoli cinematici agenti sul concio estratto.

Carichi:

Sul modello utilizzato nell'analisi si è imposto un carico di intensità pari a $F=\tilde{F}$ nella direzione assiale della madrevite che agisce sulla flangia della madrevite dove lo stelo di uscita dell'attuatore è collegato alla stessa. Il carico è posto in entrambi i versi per valutare il comportamento della vite a ricircolo di sfere sia nel caso in cui all'attuatore sia richiesta una corsa negativa (carico sulla madrevite è di trazione), sia nel caso opposto.

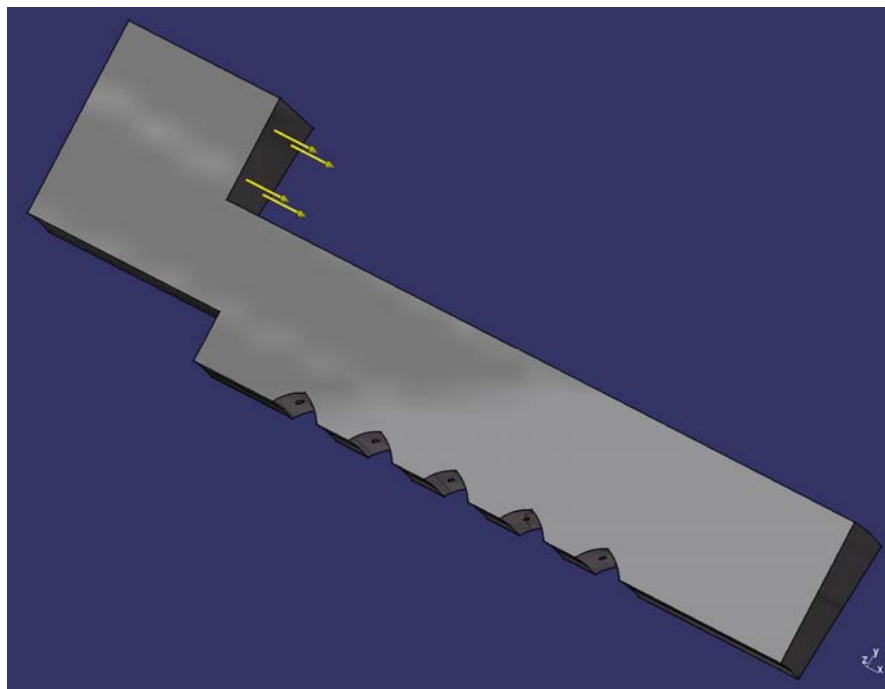


Figura 4.16: Definizione del carico agente sulla madrevite

Vincoli cinematici:

Molta attenzione deve esser posta all'imposizione dei vincoli cinematici per il delicato ruolo che rivestono nell'analisi.

Affinché l'analisi strutturale statica possa esser portata a corretto compimento, l'elemento analizzato deve esser vincolato in modo da avere bloccati tutti i suoi gradi di libertà al fine di risultare una struttura isostatica.

Come visto in precedenza il contatto puntuale tra le superfici curve è gestito sfruttando la teoria di *Hertz*, sull'areola di deformazione trovata si impone il vincolo che la sfera impedisca lo spostamento alla madrevite nella direzione che forma un angolo di $\pi/4$ con l'asse della stessa.

L'altro vincolo da imporre riguarda la continuità del materiale ossia le azioni ed i vincoli interni che il concio estratto scambia con tutto il resto dell'elemento; anche in questo caso il resto della struttura impedisce lo spostamento del settore lungo la direzione ortogonale al piano di taglio per estrarre il concio.

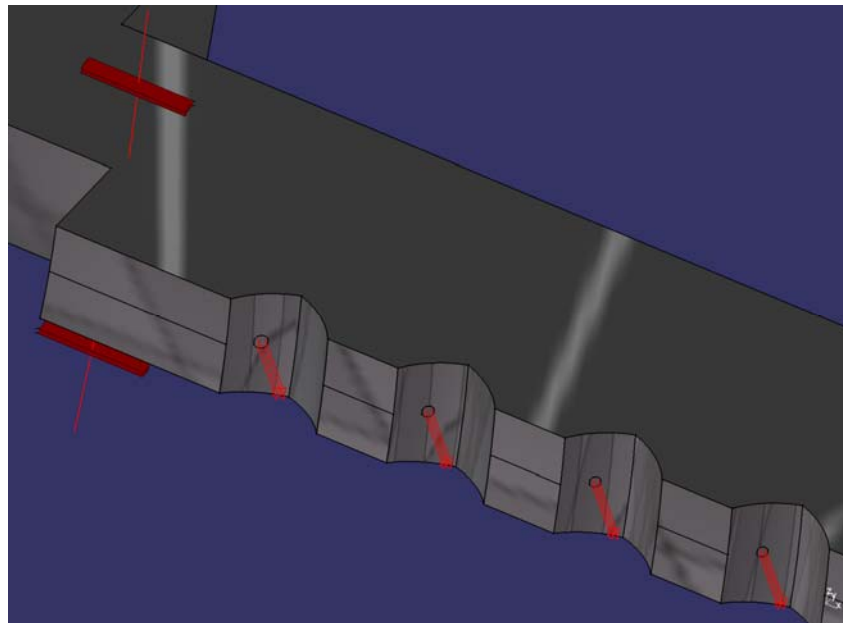


Figura 4.17: Definizione dei vincoli sulla madrevite

Preparato il modello si è eseguita l'analisi al calcolatore focalizzando l'attenzione sul risultato delle reazioni vincolari in particolar modo sulle reazioni dei vincoli imposti sulle areole di contatto generato dalle pressione hertziana. Il valore raggiunto è confrontato con quello precedente, che ha inizializzato la pressione; si è valutato il modulo l'errore percentuale e se questo è minore di una certa soglia si termina la procedura iterativa, altrimenti si valuta nuovamente il raggio della zona di deformazione con i nuovi valori della forza ottenuti e si compie nuovamente il calcolo.

I risultati ottenuti dalla procedura sono riassunti nelle tab. 4.1, tab. 4.2 e 4.3.

Passo 0	
$R_b^{(0)}$	202.28 [N]
$a^{(0)}$	0.1638 [mm]
$\varepsilon^{(0)}$	0.0041 [mm]

Tabella 4.1: Valore delle reazioni e delle deformazioni iniziali

Passo 1	R_b [N]	ΔR_b	a [mm]	Δa	ε [mm]	$\Delta \varepsilon$
1	321.216	0.588	0.1911	0.1667	0.0055	0.3412
2	238.110	0.177	0.1731	0.0561	0.0045	0.0975
3	188.551	0.068	0.1602	0.0231	0.0039	0.0487
4	177.837	0.123	0.1568	0.0427	0.0037	0.0975
5	202.708	0.002	0.1641	0.0012	0.0041	0

Tabella 4.2: Valori delle reazioni vincolari e della deformazione su ogni contatto del concio di *nut* al primo passo

Passo 4	R_b [N]	ΔR_b	a [mm]	Δa	ε [mm]	$\Delta \varepsilon$
1	351.978	5.9E-4	0.1971	5.1E-4	0.0059	0.0001
2	234.312	0.0027	0.1721	0.0012	0.0045	0.0001
3	177.642	0.0031	0.1569	0.0013	0.0037	0.0001
4	165.135	0.0034	0.1531	0.0013	0.0036	0.0001
5	199.315	0.0015	0.1630	0.0001	0.0040	0.0001

Tabella 4.3: Valori delle reazioni vincolari e della deformazione su ogni contatto del concio di *nut* al quarto passo

La procedura iterativa è fermata al quarto passo di analisi in quanto si è ottenuto degli errori percentuali per ogni grandezza ben inferiori all'unità in ogni singolo vincolo di contatto.

Stabilito il modello definitivo tramite le dimensioni caratteristiche delle zone di deformazione dovute ai contatti hertziani, si è proceduto al calcolo strutturale dell'elemento ottenuto valutando le tensioni interne e le deformazioni. Per il calcolo della rigidezza lineare dell'elemento si è focalizzato l'attenzione sul valore della deformazione del concio di madre vite valutato nella direzione assiale dell'elemento stesso.

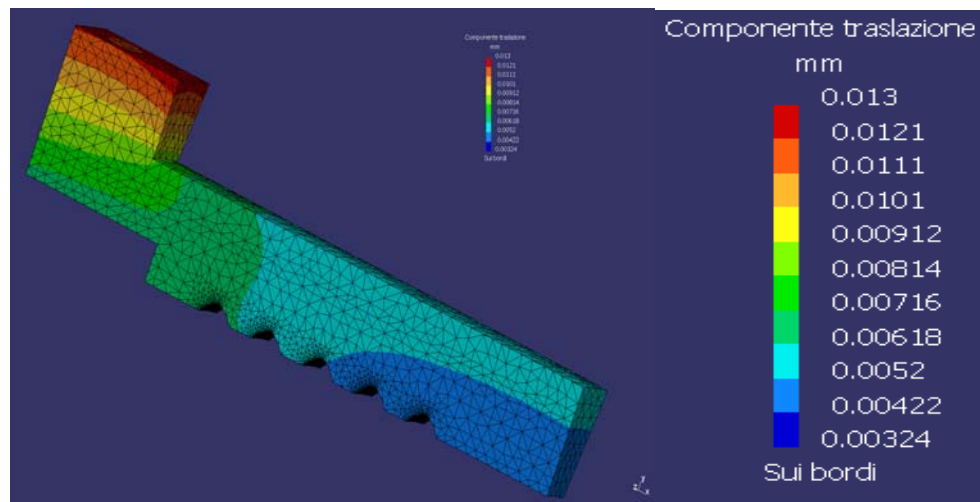


Figura 4.18: Spostamenti lungo la direzione assiale della madre vite

Dai risultati sintetizzati in fig. 4.17 si valuta il valore della rigidità lineare della madre vite ponendo l'attenzione sul valore di deformazione assiale che subisce la flangia che è pari mediamente a

$$x_N = 1.06 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

dalla (4.13) si ha, sia nel caso di trazione che di compressione, un valore di rigidità pari a

$$K_N = \frac{\tilde{F}}{x_N} = 6.74 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (4.31)$$

Gli sforzi alla *Von-Mises* nella zona di contatto sono importanti per la verifica strutturale del componente analizzato. La vite a ricircolo di sfere selezionata è costituita da elementi in acciaio al cromo (*AISI 52100*), un materiale dalle proprietà meccaniche non comuni. Questi tipi di materiali offrono un'elevata durezza *Rockwell* (*65HRC*) unita ad una eccellente resistenza; in particolare, da [W5], si ha:

- Tensione di snervamento: $\sigma_y = 2030 \text{ MPa}$
- Tensione di rottura: $\sigma_u = 2584 \text{ MPa}$
- Modulo di elasticità normale: $E = 201 \text{ GPa}$
- Coefficiente di Poisson: $\nu = 0.277$

Il valore ottenuto dall'analisi strutturale nelle zone di contatto è visibile in fig. 4.19 e pari a circa $9.23 \cdot 10^8 \text{ Pa}$. Da notare è il fatto che in alcune zone si raggiungono dei valori ben al di sopra dei limiti del materiale; la spiegazione di tale evento è da ricercarsi nel fatto che le ipotesi effettuate necessarie al calcolo per la costituzione del modello e per la gestione dei contatti puntuali, inducono alla presenza di elementi infinitesimi di

estrusione nei quali gli spigoli possono portare ad una concentrazione delle tensioni.

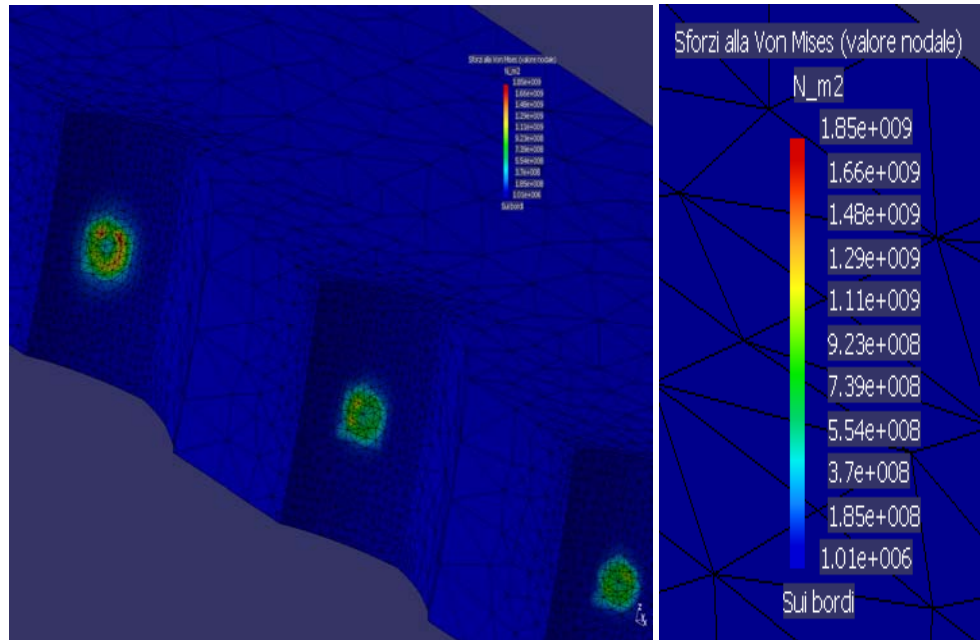


Figura 4.19: Tensioni di *Von Mises* sulla madre vite

4.4.4 Analisi della sfera

La rigidità lineare dell'elemento di rotolamento è valutata aggrappandosi nuovamente all'ipotesi dei contatti hertziani tra le superfici curve.

In questo caso il modello che schematizza la reale condizione del contatto è visto come una sfera che ha uno schiacciamento della propria superficie; questa situazione è simulata imponendo un taglio in direzione ortogonale alla direzione dello schiacciamento, e conforme ai valori ottenuti con la procedura iterativa sulla deformazione. I punti di contatto della sfera con le piste sono diametralmente opposti, quindi il modello utilizzato prevede due tagli lungo due piani ortogonali alla direzione di contatto e che distano

entrambi di ε dal piano tangente alla superficie e ortogonale alla direzione del contatto.

L'analisi per calcolare la rigidità dell'elemento sfera è stata eseguita solamente sull'unità sulla quale agisce il carico maggiore e che porta ad un valore minore di rigidità.

Carichi:

Il carico che agisce sulla sfera è supposto come distribuito sulla superficie ricavata dal taglio per simulare lo schiacciamento dovuto al contatto tra la sfera stessa e la pista della madre vite; l'intensità del carico è pari a $R_b=351.978\text{ N}$.

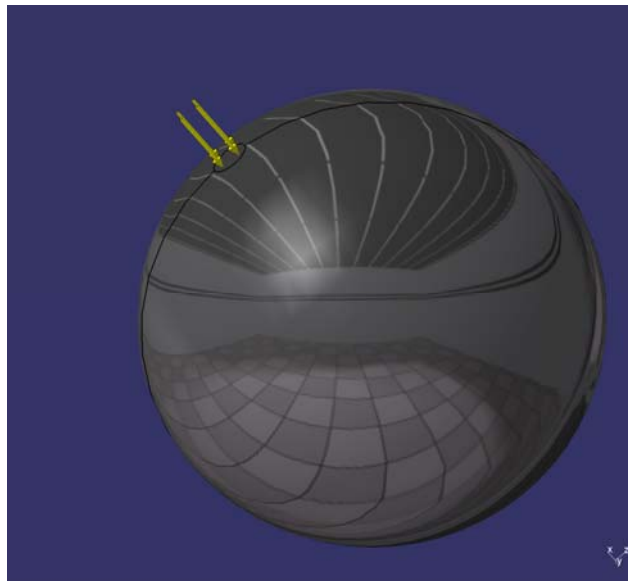


Figura 4.20: Definizione dei carichi agenti sulla sfera

Vincoli cinematici:

Il vincolo imposto per ottenere una struttura isostatica, e che rappresenta il comportamento reale, è un incastro posto sulla superficie diametralmente opposta a quella dove si definisce il carico come mostrato in fig. 4.21.

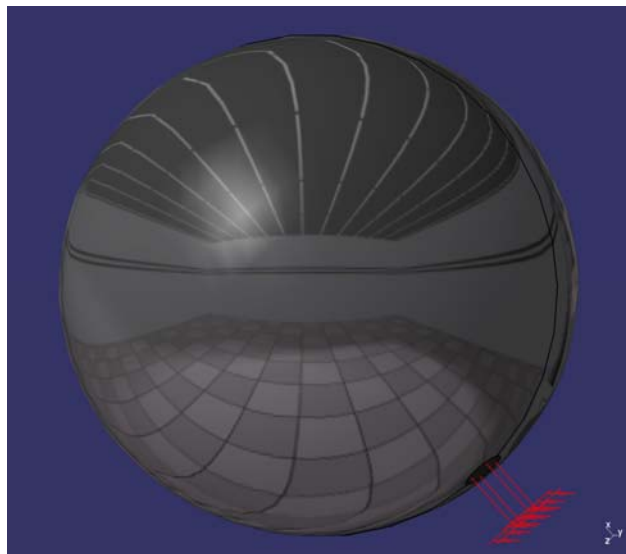


Figura 4.21: Definizione dei vincoli sulla sfera

Svolto il calcolo strutturale sull'elemento scelto, si ottiene il valore della rigidezza lineare della sfera una volta valutato lo stato di tensione e di deformazione.

Molta attenzione è posta alla meshatura del modello utilizzato per il calcolo; l'elemento in analisi è di dimensioni ridotte, il programma di calcolo strutturale di *Catia* ha delle limitazioni inferiori sulla dimensione da poter assegnare agli elementi di *mesh*. Il valore più piccolo che si può raggiungere è pari a 0.1mm. Per validare il calcolo si procede ad una scalatura del modello e delle forze in gioco di circa dieci volte per poter essere in grado di aumentare al massimo l'infillimento degli elementi finiti di *mesh* nella zona "sensibile" del contatto puntuale. Svolta l'analisi si confrontano i risultati per i due casi e si ottiene per il caso di elemento scalato, dei valori prossimi a quelli ottenuti con una meshatura agli elementi finiti non molto fitta nella zona di contatto pseudo-puntuale. I risultati del modello scalato per quanto riguarda gli sforzi alla *Von Mises* sono riportati in fig. 4.23.

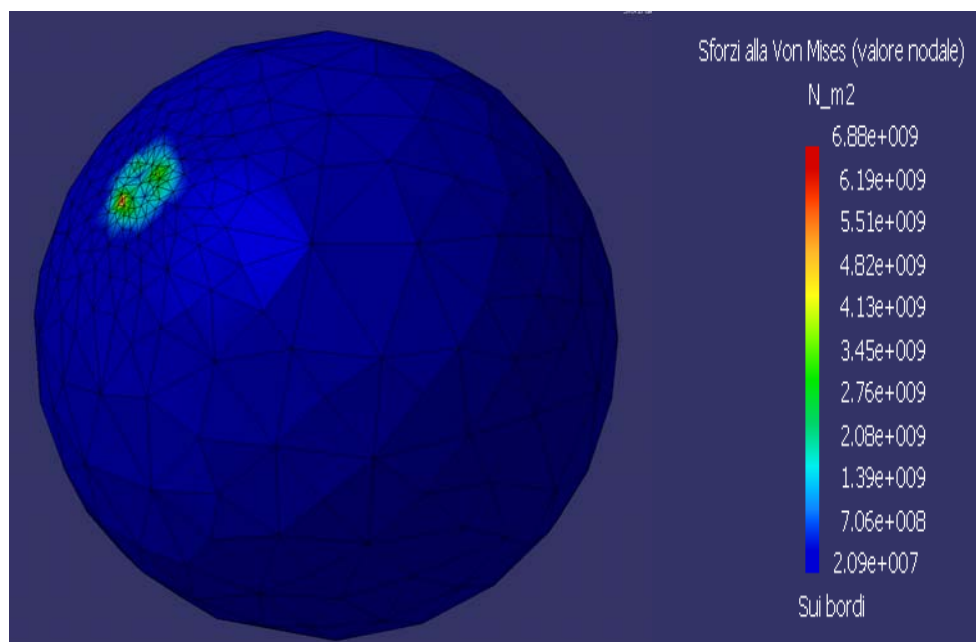


Figura 4.22: Tensioni sulla sfera originale

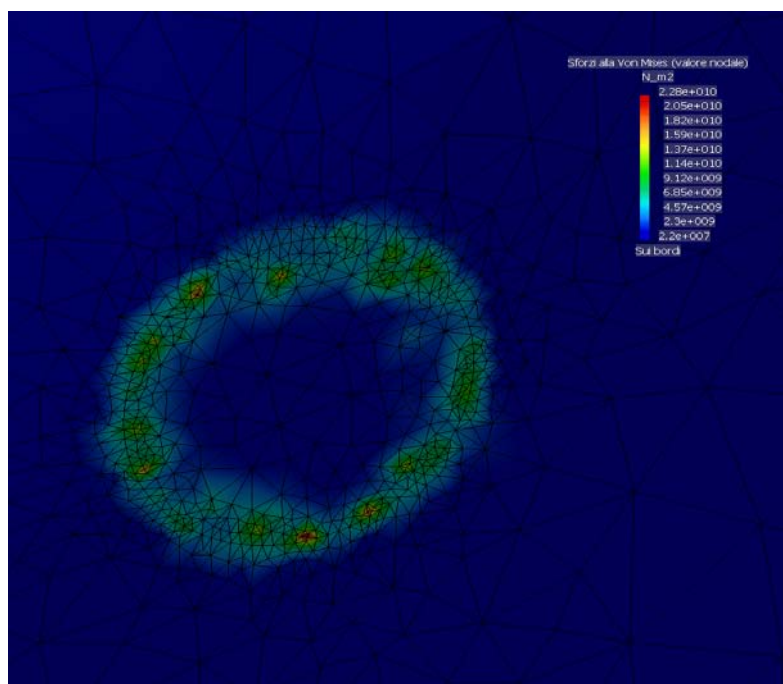


Figura 4.23: Particolare delle tensioni sulla sfera scalata

Analogamente a quanto visto per la madrevite, anche le sfere sono in acciaio al cromo (*AISI 52100*) per cui valgono ancora le osservazioni effettuate sul componente precedentemente analizzato.

In questo caso per l'analisi della rigidità della singola sfera si ottiene, sia nel caso di compressione che di trazione, un valore dello spostamento riferito all'asse della vite a ricircolo di sfere pari a

$$x_B = 8.68 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

e quindi un valore di rigidità in entrambi i casi di

$$K_B = \frac{R_b}{x_B} = 2.25 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (4.32)$$

4.4.5 Analisi della vite

La rigidità lineare della vite (*screw*) è ancora valutata facendo ricorso allo schema precedente per quanto riguarda i contatti hertziani; i valori della deformazione locale per il contatto tra le superfici curve sono assunti pari a quelli in uscita dalla procedura iterativa di calcolo vista per la madrevite.

Nell'analisi della vite si deve differenziare il caso di analisi di trazione da quello di compressione in quanto i valori delle deformazioni locali sulle piste sono sempre di pari entità, ma le piste coinvolte nel calcolo variano a seconda che si analizzi l'elemento a fondo corsa positivo (compressione sulla madrevite) oppure a fondo corsa negativo.

Il modello utilizzato nell'analisi agli elementi finiti deve esser ancora una volta definito correttamente in particolare ponendo l'attenzione su i carichi e su i vincoli cinematici che agiscono sul concio estratto.

Carichi:

I carichi che agiscono sul concio di vite provengono dal valore delle reazioni vincolari ottenuti in uscita dalla procedura iterativa precedente; questi sono le azioni che le sfere compiono sulle piste di rotolamento della vite. La direzione nella quale agiscono i carichi è quella definita dal fornitore in quanto il contatto avviene lungo una direzione di $\pi/4$ rispetto all'asse della vite; si è supposto poi che tali carichi siano distribuiti sull'areola di contatto derivante dalla teoria di *Hertz*.

Si noti come la direzione del carico varia per il modello utilizzato nell'analisi in caso di trazione rispetto a quella del caso di compressione.

Il modulo dei carichi è riassunto nella tab. 4.4

	R_b [N]
1	351.978
2	234.312
3	177.642
4	165.135
5	199.315

Tabella 4.4: Valori delle azioni sulle areole di contatto

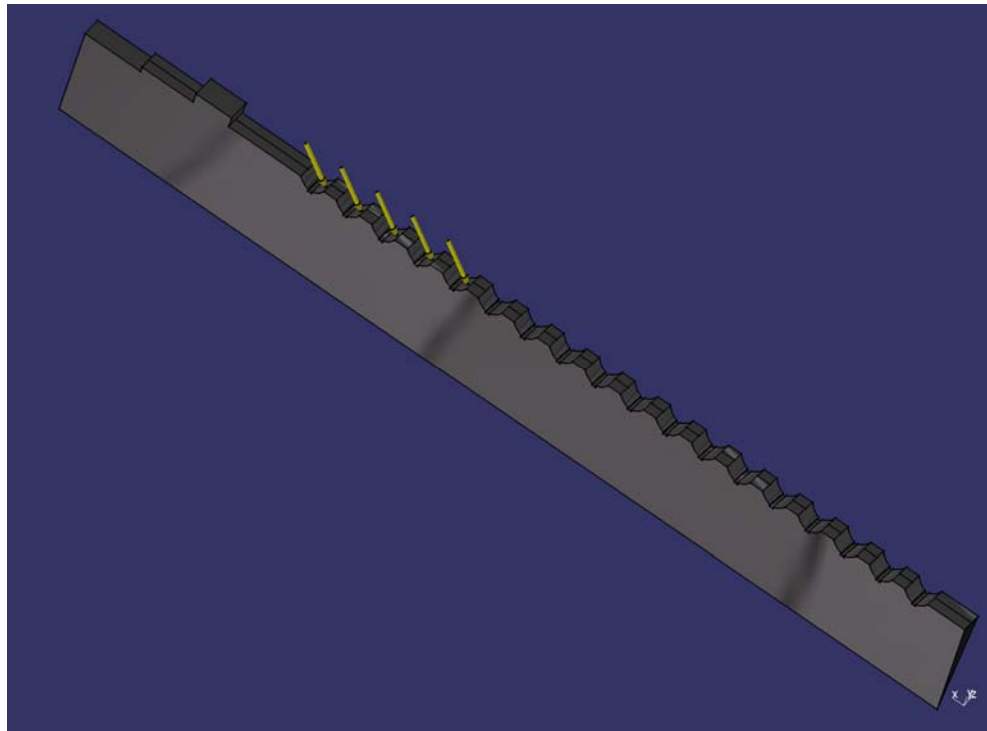


Figura 4.24: Carichi agenti sulla vite in caso di trazione

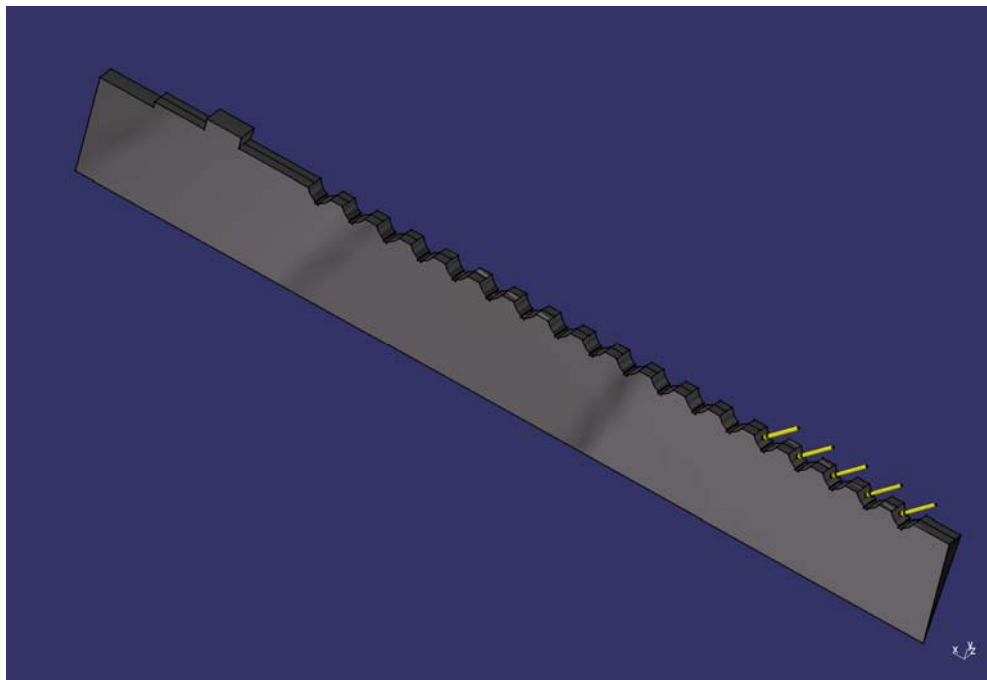


Figura 4.25: Carichi agenti sulla vite in caso di compressione

Vincoli cinematici:

Al fine di garantire l'isostaticità dell'elemento analizzato si è vincolato il concio di vite imponendo un vincolo che schematizzi il comportamento reale presente ad una sua estremità. Infatti ad una estremità la vite è filettata e rigidamente bloccata in un elemento di collegamento tra il ball screw e l'epicicloidale, anch'esso internamente filettato. Una ghiera antisvitamento completa il bloccaggio della vite con il resto della struttura.

Per simulare quanto detto sul modello da analizzare agli elementi finiti, si è imposto un vincolo di incastro sull'estremità filettata.

L'altro vincolo da imporre è ancora riguardante la continuità del materiale ossia le azioni ed i vincoli interni che il concio estratto scambia con tutto il resto dell'elemento: è impedito lo spostamento del settore lungo la sua direzione assiale e lungo quella radiale.

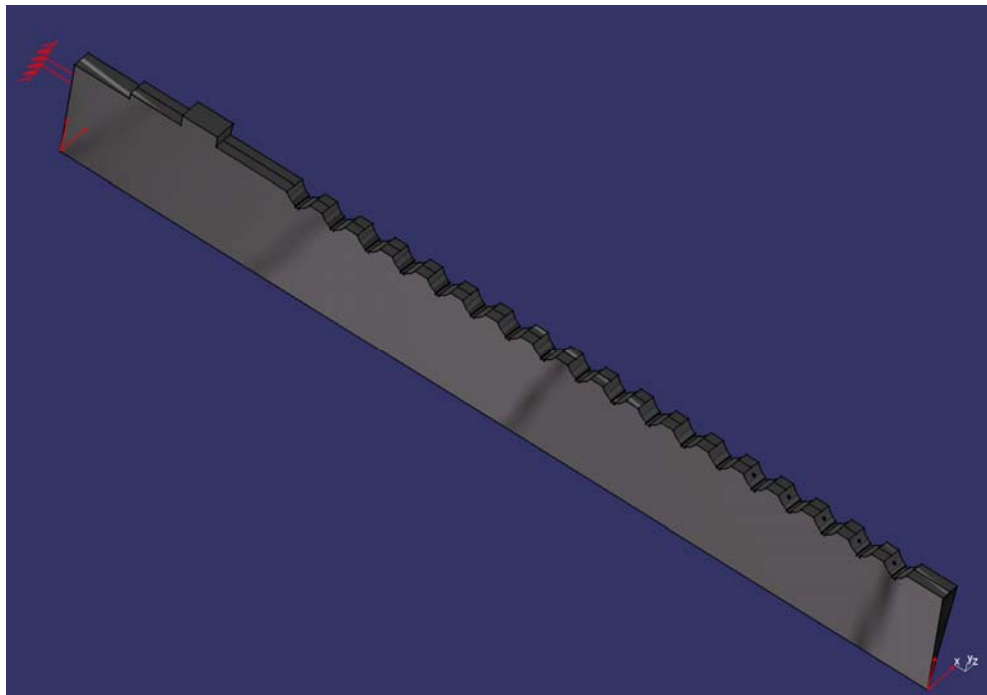


Figura 4.26: Carichi agenti sulla vite in entrambi i casi

Preparato il modello si è eseguita l'analisi strutturale statica dei due casi individuando sia le tensioni che le deformazioni. Per il calcolo della rigidità lineare dell'elemento si è posta l'attenzione sul valore della deformazione che subisce il concio di vite valutato nella direzione assiale dell'elemento stesso.

I risultati ottenuti si riportano per entrambi i casi nelle fig. 4.25, fig. 4.26, fig. 4.27, fig. 4.28

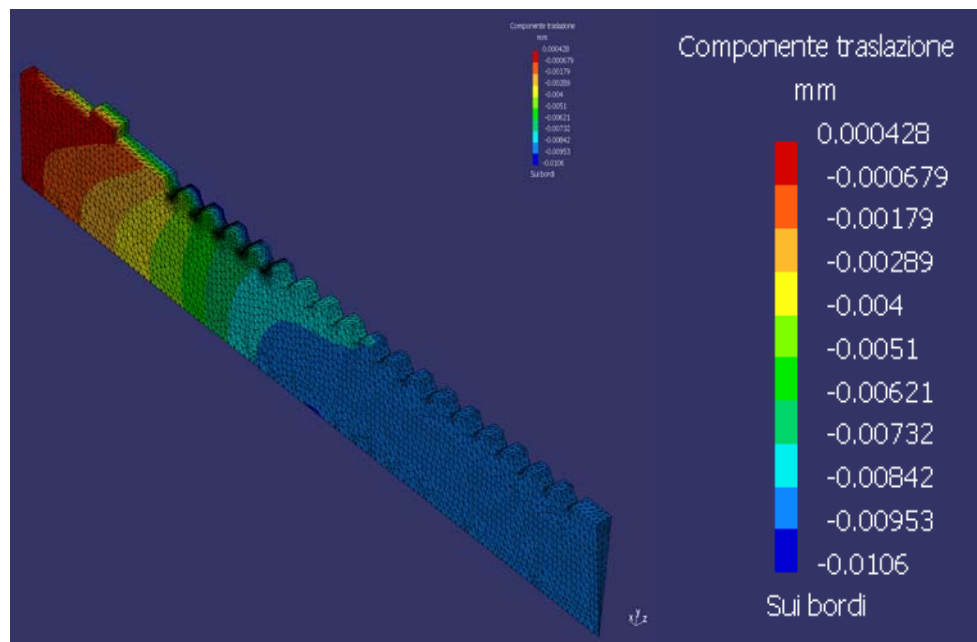


Figura 4.27: Spostamenti lungo la direzione assiale della vite in trazione

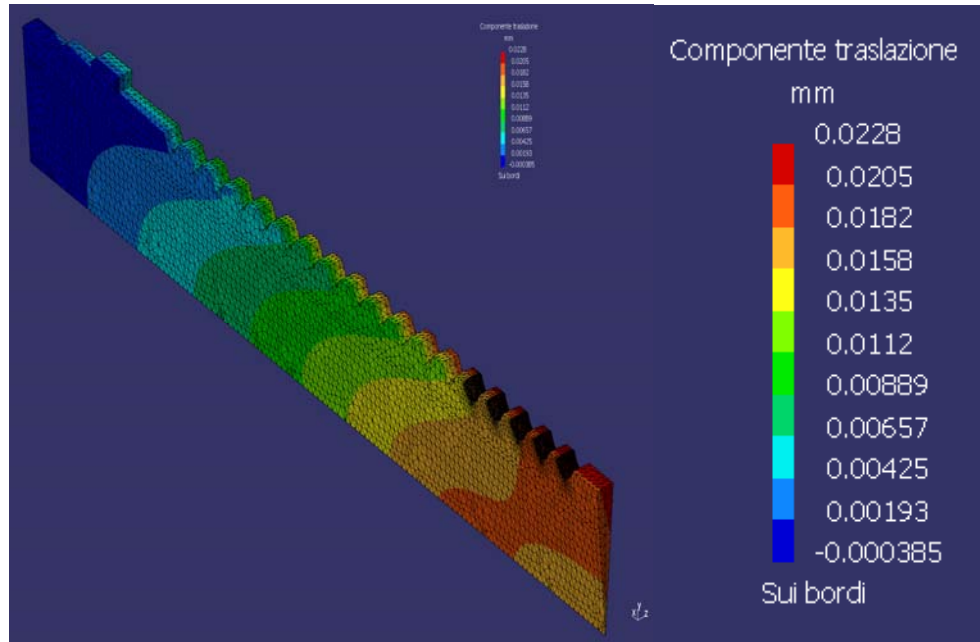


Figura 4.28: Spostamenti lungo la direzione assiale della vite in compressione

Il valore della rigidità lineare della vite è determinato dal valore di deformazione assiale che subisce l'elemento nella sua estremità più vicina alla superficie mobile (estremità opposta a quella incastrata) che vale nei due casi rispettivamente di trazione e di compressione:

$$x_s^{tr} = 1.06 \cdot 10^{-2} \text{ m m}$$

$$x_s^{com} = 2.05 \cdot 10^{-2} \text{ m m}$$

dalle quali per mezzo della (4.13) si ha rispettivamente un valore di rigidità pari a

$$K_s^{tr} = \frac{\tilde{F}}{x_s^{tr}} = 8.23 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (4.33)$$

$$K_s^{com} = \frac{\tilde{F}}{x_s^{com}} = 3.48 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (4.34)$$

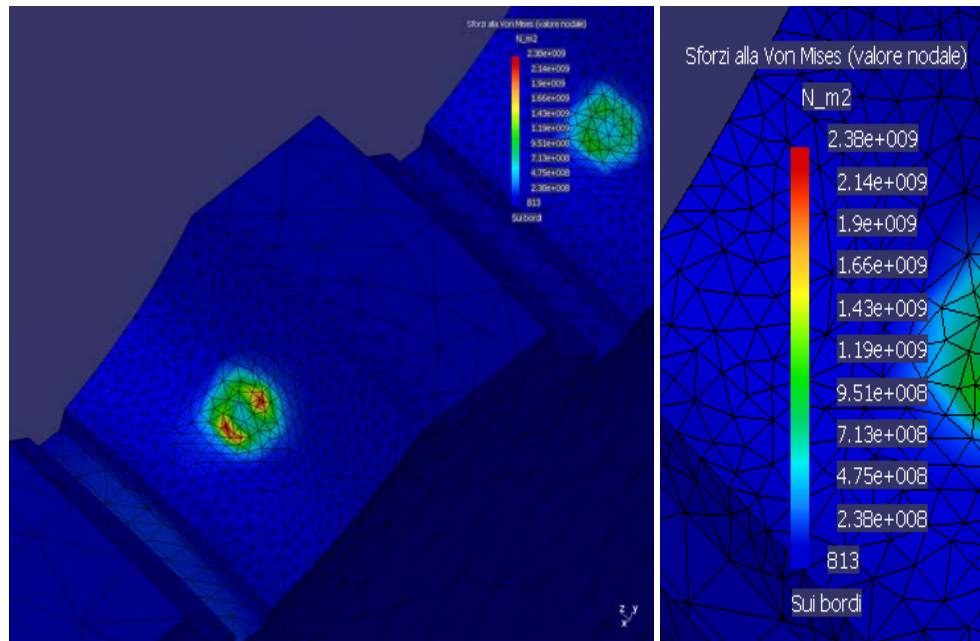


Figura 4.29: Tensioni sulla vite nel caso di trazione

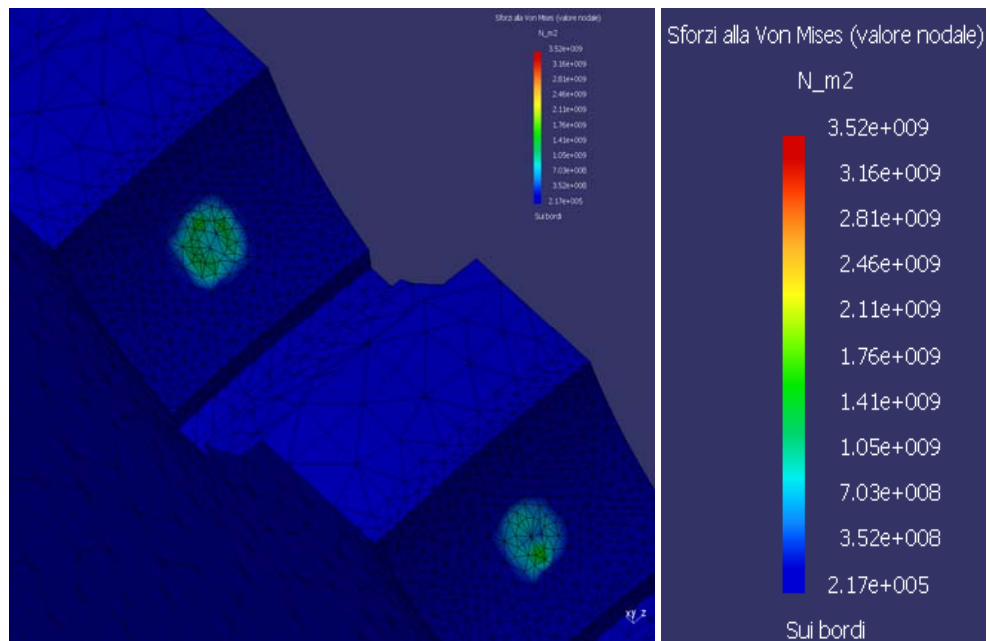


Figura 4.30: Tensioni sulla vite nel caso di compressione

Il materiale della vite è ancora l'acciaio al cromo (*AISI 52100*) e valgono nuovamente le osservazioni fatte nei paragrafi precedenti.

4.4.6 Valutazione della rigidità del *ball screw*

Il valore totale della rigidità lineare dell'unità vite a ricircolo di sfere è valutata secondo la (4.24) sommando in serie ogni singolo contributo precedentemente analizzato.

Il calcolo della rigidità è focalizzato sul caso che induce un valore minore della rigidità lineare ossia quello che si verifica quando l'attuatore è portato a fondo corsa positivo e sulla madrevite si presenta un carico di compressione.

Dall'analisi del concio si passa alla valutazione della rigidità del componente intero per ogni elemento che è pari, secondo alle (4.31), (4.33), (4.34), a

$$K_N^{\text{tot}} = n \cdot K_N = 2.36 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (4.35)$$

$$K_S^{\text{tot}} = n \cdot K_S = 1.22 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (4.36)$$

$$K_B^{\text{tot}} = n_B \cdot K_B = 3.96 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (4.37)$$

dove con n e n_B si identifica rispettivamente il numero di settori nei quali si è suddivisa la vite e la madrevite ($n=35$) e il numero di sfere impegnate nel convertire il moto da rotatorio a lineare ($n_B=175$).

Da questi valori si ottiene un valore totale della rigidità lineare della vite a ricircolo di sfere pari a

$$\frac{1}{K_{bs}} = \frac{1}{K_N^{\text{tot}}} + \frac{1}{K_S^{\text{tot}}} + \frac{1}{K_B^{\text{tot}}} = 6.68 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (4.38)$$

4.5 Calcolo della rigidità totale dell'attuatore

Una volta determinato il valore delle rigidità dei singoli blocchi nel quale si è schematizzato l'attuatore elettromeccanico, si passa all'individuazione della rigidità complessiva dell'intero sistema.

I valori del passo della vite, del rapporto di riduzione del dispositivo di riduzione epicicloidale e quello fra le ruote dentate a denti dritti sono sintetizzati in tab. 4.5

parametri	valori
p	5 [mm]
n₁	7
n₂	1

Tabella 4.5: Parametri caratteristici per la valutazione della rigidità

Dalle (4.20),(4.22),(4.23), (4.38), attraverso la (4.16) si ricava il valore della rigidità lineare dell'attuatore che è

$$\frac{1}{K_{act}^{(L)}} = \left(\frac{p}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \left[\frac{1}{K_{ep}^{(t)}} + \frac{1}{K_2 \cdot n_1^2} + \frac{1}{K_1 \cdot n_1^2 \cdot n_2^2} \right] + \frac{1}{K_{bs}} = 6.42 \cdot 10^{-8} \frac{m}{N}$$

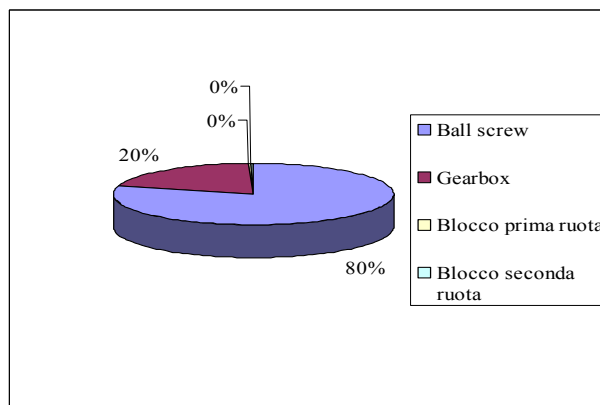


Figura 4.31: Peso di ogni singolo componente sulla rigidità

I singoli contributi dei blocchi analizzati hanno un peso differente sul valore della rigidità dell'intero sistema. Infatti esaminando i risultati ottenuti dalle (4.20),(4.22),(4.23), (4.38) dei singoli blocchi in un grafico a torta si vede come il ruolo principale nel calcolo è interpretato, come immaginato, dalla vite a ricircolo di sfere.

La rigidità complessiva dell'attuatore è un valore in prossimità di quello del *ball screw* e si discosta da questo per la presenza degli altri blocchi.

Si passa poi al valore della rigidità torsionale, sfruttando la (4.3), che ha un valore pari a

$$K_{act}^{(t)} = K_{act}^{(L)} \cdot b^2 \cong 231 \frac{\text{kNm}}{\text{rad}} \quad (4.39)$$

Confrontando il valore della rigidità torsionale dato dalla (4.39) con il valore richiesto dalla specifica ($K_{act}^{(t)} \geq 80 \text{ kNm/rad}$) si ottiene, dall'analisi agli elementi finiti, un valore della rigidità strutturale del sistema EMA progettato circa tre volte superiore di quello richiesto.

L'analisi è stata effettuata per il carico massimo che si incontra all'interno dell'involuppo; procedendo analogamente a quanto visto ma con valori di carico rispettivamente di 50% e 75% del carico massimo e del valore del massimo carico statico che la vite può sopportare (C_{a0}), si ottiene un valore della rigidità riportato in tab. 4.

% di carico max	$K_{act}^{(L)} [\text{N/m}]$
0.5	$6.77 \cdot 10^8$
0.75	$6.61 \cdot 10^8$
1	$6.42 \cdot 10^8$
1.6	$4.51 \cdot 10^8$

Tabella 4.6: Variazione della rigidità con la variazione di carico

Al variare del carico si ha un andamento del valore della rigidezza dell'EMA di tipo non lineare.

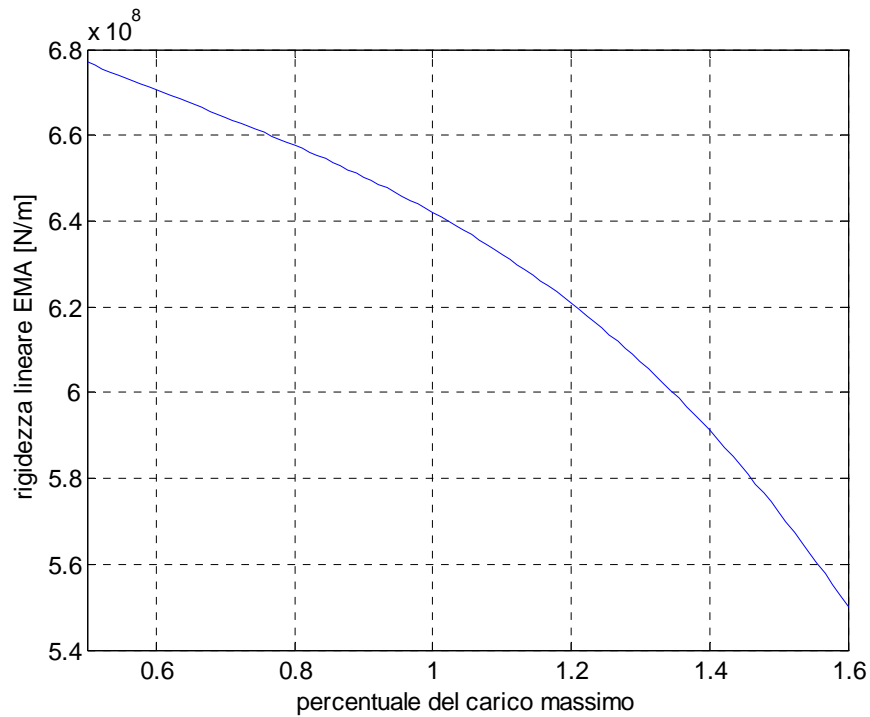


Figura 4.32: Variazione della rigidezza dell'attuatore con la variazione di carico

Questo tipo di andamento è sicuramente da imputare alla presenza dei contatti *hertziani* che si verificano all'interno del componente *ball screw* e generano una non linearità della rigidezza dell'attuatore rispetto alle variazioni di carico presenti su di esso.

5 Conclusioni e sviluppi futuri

La parte principale del presente elaborato di tesi ha riguardato la definizione di architettura, la progettazione meccanica e la modellazione solida di un attuatore elettromeccanico per comandi di volo, al fine di valutare le problematiche relative all'effettiva realizzabilità di un EMA ai comandi primari di un velivolo. La configurazione sviluppata è costituita da due motori elettrici *DC Brushless*, da un riduttore epicicloidale ad elevate prestazioni ($n=7$), da un organo di commutazione del moto da rotatorio a lineare (*Ball screw*) e dai relativi organi per la trasmissione del moto. In più l'architettura finale raggiunta prevede l'utilizzo di componenti di sicurezza necessari a garantire la logica di ridondanza del sistema per conferire all'attuatore elettromeccanico il desiderato aspetto *fault-tolerant*. La presenza di elementi quali innesti e frizioni elettromagnetiche, è indispensabile per creare un sistema capace di poter sopperire alle possibili avarie che si possono incontrare sia a livello meccanico che a livello elettrico.

Un'analisi della modalità di guasto ed uno studio approfondito sull'affidabilità del sistema basato su *Fault Tree Analysis* è stato effettuato sulle diverse possibili configurazioni di attuazione EMA per superfici di controllo primarie. I valori di probabilità di guasto per ora di volo definite dalle normative di riferimento sono in ambito militare dell'ordine di 10^{-7} , mentre in ambito civile dell'ordine di 10^{-9} . Dalle analisi svolte si evince che il valore raggiunto per unica superficie di comando movimentata da un EMA *Simplex* è pari a $7 \cdot 10^{-4}$ è totalmente inaccettabile in quanto la probabilità di guasto di questa architettura è fortemente dipendente dal valore di affidabilità dei componenti elettrici.

Passando ad una configurazione *Simplex* con superficie primari divisa in due, oppure ad una configurazione *Duplex* a singola superficie, si giunge a valori di $6.5 \cdot 10^{-7}$ e prossimi a quello di requisito. Ancora una volta la sezione elettrica è l'elemento dimensionante e considerando componenti di elevatissima affidabilità si può raggiungere il valore desiderato.

Nella configurazione a doppia superficie con attuatore *Duplex* si abbassa il peso relativo della sezione elettrica raggiungendo un valore di $2.4 \cdot 10^{-8}$ già sufficiente per la certificazione aeronautica in campo militare. Infine passando ad una superficie suddivisa in tre parti si raggiunge un valore accettabile anche per l'applicazione su velivoli civili ($Simplex = 3.43 \cdot 10^{-10}$, $Duplex = 4.32 \cdot 10^{-16}$).

Il componente più delicato dell'intero sistema in seno all'affidabilità è sicuramente la vite di manovra, nella quale possono manifestarsi problemi catastrofici di bloccaggio (*jammings*). Un'analisi della probabilità di guasto per usura su questo componente di mercato rivela una possibilità di avaria pari a circa $4 \cdot 10^{-6}$ per le supposte 1000 missioni della durata di circa un'ora. Il valore ottenuto è sicuramente inaccettabile per il tipo di applicazione alla quale è rivolta, per tale ragione una vite di manovra *of-the-shelf* non può essere utilizzata per l'impiego in un sistema di attuazione elettromeccanica per i comandi primari di volo. Si necessita così di un componente appositamente fabbricato in ottica di ottimizzare il peso e l'ingombro, ma soprattutto ponendo molta attenzione al valore minimo necessario del carico dinamico ($C_a=100\text{kN}$) per raggiungere il livello desiderato di affidabilità del componente. La scelta di un componente di mercato è stata effettuata sulla base del requisito di lunghezza *pin-to-pin*, valore dimensionante per il futuro prototipo da fabbricare e da testare su un banco prova idraulico, e non per la ricerca dell'effettiva certificazione in campo aeronautico del prototipo stesso.

L'analisi dello stato di tensione di questo componente ha poi rivelato la necessità di avere un materiale di costruzione con delle elevate capacità meccaniche. Infatti lo stato di tensione valutato dall'analisi strutturale in special modo nei punti di contatto tra le sfere di ricircolo della vite e le piste di rotolamento, è dell'ordine di 1410 MPa. Per tale motivo si necessita che la *ball screw* sia fabbricata in acciaio al cromo (*AISI 52100*), acciaio che possiede un valore della tensione di snervamento di circa 2030 MPa.

L'analisi sulla rigidezza strutturale dell'attuatore elettromeccanico è stata fondamentale in ottica dello studio dell'eliminazione del gioco in prevenzione dei possibili fenomeni vibratorii che possono manifestarsi a causa dei carichi presenti sulla superficie di comando (fenomeno del *flutter*). L'attenzione è stata rivolta in particolare alla catena di trasmissione di potenza in quanto il lavoro si propone di realizzare una configurazione della quale si studiano le prestazioni dinamiche su un banco idraulico; il calcolo FEM su questi elementi ha evidenziato un valori di rigidezza torsionale dell'intera catena pari a 231 kNm/rad, ben al di sopra del valore di requisito al quale si è fatto riferimento ($K^{(tor)}_{act} = 80 \text{ kNm/rad}$). Passando poi all'analisi della rigidezza per carichi diversi da quello massimo (carico al 50%, al 75% e al valore di C_a della *ball screw*) si evidenziano le non linearità dei risultati ottenuti sulla vite e dipendenti dall'approssimazione effettuata dei contatti *hertziani* che si verificano.

L'analisi ha inoltre evidenziato l'elemento più importante, per il valore della rigidezza, nell'intera trasmissione di potenza; infatti la vite a ricircolo di sfere è il componente più sensibile nel calcolo della rigidezza del sistema avendo un peso ponderale di circa 80% sull'intero valore finale.

La catena di trasmissione di potenza è stata progettata con una filosofia di ottimizzare al minimo peso ogni componente, nel rispetto delle prestazioni richieste, giungendo ad un peso totale di circa 17.8 Kg. Questo valore può

essere spinto ulteriormente in basso cercando di ottimizzare ulteriormente il peso degli organi di trasmissione quali ruote dentate e alberi.

La configurazione definitiva si propone di poter effettivamente realizzare un prototipo di attuatore elettromeccanico per le superfici primarie di volo.

Un possibile sviluppo futuro sarà la realizzazione concreta del prototipo, inclusa l'elettronica di controllo, uno studio della sua dinamica attraverso l'utilizzo di un banco idraulico di prova e soprattutto un'ottimizzazione del peso complessivo dell'attuatore focalizzando l'attenzione sul carter in ottica di un'effettiva installazione a bordo dei moderni velivoli "*All-Electric*".

Appendice A

Nelle seguenti pagine si riporta i disegno in pianta dell’attuatore EMA progettato evidenziandone le parti principali e facendo una quotatura di massima degli elementi da costruire per il completo assemblaggio del prototipo EMA.

Bibliografia

- [1] Jiang Zhi-hong, Zhang Heng, Feng Qing-tang, Zhu Ji-hong, *Study of high-reliable differential dual-redundancy EMA without load-averaging controller for aircraft*, IMACS Multiconference on "Computational Engineering in Systems Applications"(CESA), October 4-6, 2006, Beijing, China.
- [2] Aten M, Whitley C, Towers G, Wheeler P, Clare J, Bradley K, *Dynamic performance of a matrix converter driven electro-mechanical actuator for an aircraft rudder*, Second International Conference on Power Electronics, Machines and Drives, 2004.(PEMD2004). (Conf. Publ. No. 498).
- [3] Wheeler P W, Kearns P, Bradley K J, de Lilo L, Robson P, Whitley C, Clare J C, Empringham L, Pickering S, Lampard D, Towers G, *An Integrated Machine and Matrix Converter based High Power Rudder EMA*, The 3rd IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives, 2006.
- [4] Ralph Alden, *C-141 and C-130 power-by-wire flight control systems*, Aerospace and Electronics Conference, 1991. NAECON 1991, Proceedings of the IEEE 1991 National.
- [5] Croke S, Herrenschmidt J, *More electric initiative power-by-wire actuation alternatives*, Aerospace and Electronics Conference, 1994. NAECON 1994, Proceedings of the IEEE 1994 National. 1338-1346 vol.2.
- [6] Fawaz Yahya Annaz, *Fundamental design concepts in multi-lane smart electromechanical actuators*, University of Fukui, Electrical

and Electronic Engineering Department, 3-9-1 Bunkyo, Fukui-shi, 910-8507, Japan

- [7] Jensen S.C., Jenney G.D., Dawson D, *Flight test experience with an electromechanical actuator on the F-18 Systems Research Aircraft*, Digital Avionics Systems Conference, 2000. Proceedings DASC. The 19th. Volume 1, 7-13 Oct. 2000
- [8] Lorkowski T, Hermle F, Fervel M, Sagansan A, *Distributed electromechanical actuation for adaptive flight control elements*, Recent Advances in Aerospace Actuation System and Components. November 2004. Toulouse, France.
- [9] Yokota M, Shinoda N, Yamaba K, Nakagawa N, Nagato T, *The power-by-wire and optical data bus prototype system integration*, Digital Avionics Conference, 2002. Proceedings. The 21st. Volume 2, 2002.
- [10] Elbuluk M. E, Kankam M. D, *Motor drive technologies for the power-by-wire (PBW) program: options, trend and tradeoffs*, IEEE Aerospace and Electronic Systems Magazine, Dec. 1995
- [11] Raimondi G.M, McFarlane R.D, Bingham C.M, Atallah, K, Howe D, Mellor P.H, Capewell R, Whitley C, *Large electromechanical actuation system for flight control surfaces*, IEE Colloquium on All Electric Aircraft (Digest No. 1998/260), June 1998.
- [12] Leonard J.B, *The all-electric fighter airplane flight control. Issue, capabilities and projections*, IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 1984.
- [13] Rubertus D.P, Hunter L.D, Cecere G.J, *Electromechanical actuation technology for the all-electric aircraft*, IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 1984.

- [14] Hoffman A.C, Hansen I.G, Beach R.F, Plencner R.M, Dengler R.P, Jefferies K.S, *Advantaced secondary power system for transport aircraft*, NASA Technical Paper 2463. 1985.
- [15] Cochoy O, Carl U.B, Thielecke F, *Integration and control of electromechanical and electrohydraulic actuators in a hybrid primary flight control architecture*, Recent Advances in Aerospace Actuation System and Components. June 2007. Toulouse, France.
- [16] Babinski J.A; *Condition monitoring for flight control actuation systems*, Recent Advances in Aerospace Actuation System and Components. June 2007. Toulouse, France.
- [17] Lemor P.C, *The roller screw, an efficient and reliable mechanical component of electro-mechanical actuators*, Energy Conversion Engineering Conference, 1996.
- [18] Fronista G.L, Bradbury G, *An electromechanical actuator for a transport aircraft spoiler surface*, Energy Conversion Engineering Conference, 1997.
- [19] Bodden D.S, Clements N.S, Schley B, Jenney G, *Seeded failure and analysis of an electro-mechanical actuator*, Aerospace Conference 2007 IEEE.
- [20] Atallah K, Caparrelli F, Bingham C.M, Mellor P.H, Cossar C, Capewell R, *Comparison of electrical drive technologies for aircraft flight control surface actuation*, 9th International Conference on Power Electrical Machines and Drives, 1999.
- [21] Kulshreshtha A, *Aircraft flight control actuation system, electric actuation & drive system, evolution and future challenges*, Association Aeronautique et Astronautique de France (AAAF), conference on Changes in Aeronautical and Space System, June 2006.

- [22] Murray W.E, Feiner L.J, Flores R.R, *Evaluation of All-Electric secondary power for transport aircraft*, Final Crad Report (report n. MDC 91K0418) by MCDONNELL DOUGLAS, January 1992.
- [23] Galatolo R., Di Rito G., *Dispense del Corso di Impianti aeronautici*, Università di Pisa Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale 2005/2006.
- [24] Juvinall R.C., Marshek K.M., *Fondamenti della Progettazione dei Componenti delle Macchine*, Edizioni ETS, 2002.

Siti internet consultati

- [W1] <http://www.skf.com>
- [W2] <http://www.vogel.it>
- [W3] <http://www.moog.com>
- [W4] <http://www.corbetta.it>
- [W5] <http://www.generalbearing.com>

Ringraziamenti

Il primo doveroso ringraziamento va al Prof. Ing. Roberto Galatolo che da sempre ho apprezzato non solo per la competenza, ma anche per la disponibilità e soprattutto il rispetto che ha nei confronti degli studenti. Un ringraziamento va anche all'Ing. Gianpietro Di Rito per avermi permesso di svolgere un lavoro di tesi qualificante e gratificante. In particolare ringrazio anche Francesco ed Alberto, gli altri due “ingradienti” di un trio davvero esplosivo che ha reso il laboratorio *Fly-By-Wire* sì un luogo di lavoro, ma anche un posto dove vivere serenamente le giornate.

Il primo enorme grazie va ai miei genitori; infatti devo solo a voi ciò che ho di bello nella vita, grazie per essermi stati sempre vicini, per aver avuto fiducia in me in ogni istante, di non esser stati “pressanti” nei momenti di sconforto o quando la luce d'uscita del “tunnel” sembrava ancora molto lontana. Grazie per aver condiviso, giorno dopo giorno, questo lungo (ma lungo ehh...) viaggio, grazie per aver assecondato tutte le mie passioni ed aver capito tutti i miei sogni, grazie soprattutto dei sacrifici che avete fatto per poter farmi giungere a questa meta (e non sono stai pochi vero mammy?). Babbo, mamma solo grazie a voi ed al vostro amore sono diventato l'uomo che sono, spero oggi di avervi reso fieri di me almeno un decimo di come lo sono io di voi.

Un ringraziamento speciale va ai miei nonni che tanto hanno sospirato di vedere il loro “primo” nipote raggiungere questo importante traguardo ...ne è passato da quando gridavo “*arriva il numero 7!!*” vero nonno? Sono immensamente felice di poter condividere con voi questo giorno. Un grazie enorme anche a te Mario, per come hai saputo dolcemente integrarti nella nostra realtà turbolenta senza mai invadere i nostri spazi e soprattutto donando serenità e conforto continuo ad una persona per me speciale.

Vorrei ringraziare tutte le persone che ho incontrato nella mia vita e che consapevolmente e soprattutto inconsapevolmente mi hanno accompagnato in questo lungo viaggio. In particolare un grazie va al mio amicone “Quotto”, il marpione dell'area di rigore, con lui sono cresciuto e per me sarà sempre una persona speciale. Come dimenticare poi Ale, un amico sincero, una persona per

me importantissima, un fratello mancato; Chico e Mafy due amici unici ed insostituibili, e tutti i bimbi di “chiesina”.

Un grazie enorme va ai miei due compagni di sventure, due pazzi scatenati i restanti 2/3 dell’unico intero neurone che formiamo insieme, sì proprio voi Ale e Claudio, ma quante ne abbiamo combinate insieme? Rimarranno sempre indelebili in me le cene “...a casa mia?” di rikkotilli, oppure gli scherzi a jaddovemofà o il *sette fattoriale*, alfaman e tutte le altre cavolate che abbiamo ingegnato. Siete stai davvero unici e indispensabili in questo mio viaggio, grazie davvero di avermi fatto trascorrere più serenamente gli anni dell’università.

Un grazie grande va ai miei due compari di progetto: Marco e Tiziano. Abbiamo condiviso questi ultimi anni insieme, quasi vivevo da voi e solo uniti siamo riusciti a portare a termine lo “spauracchio” di ingegneria aerospaziale, io non me ne rendo ancora conto. Giorno dopo giorno vi ho conosciuto e sempre di più ho potuto contare su di voi, specialmente in te Tizy, ma quanto mi hai sopportato quando scleravo per la tesi? Sei davvero un amico sincero, grazie di tutto.

Un grazie anche a tutti i ragazzi del laboratorio (Marty, Lucio, Francesco) nel quale ho trascorso molte giornate per arrivare alla conclusione di quest’avventura; e come non ringraziare Fede per avermi prestato più di una volta il motorino, sei stato prezioso e spero di non finire qui la nostra conoscenza.

Un grazie speciale lo urlo a colei che mi ha sempre accompagnato nella vita da quando ci siamo incontrati, e spero lo continui a fare fino a quando le gambe mi sorreggeranno: la pallacanestro. La mia valvola di sfogo, il mio antistress, la mia unica via di fuga dalle delusioni e dai piccoli problemi che ogni giorno mi si son presentati davanti. Ho ringraziato tutti vero? Già mancano due persone...ma come potrei mai dimenticarmi delle mie donne, il dono più prezioso che mi sia mai stato regalato.

Sarina, eri un batufolino rosa e pestifero, ma da quando sei nata, al tuo primo sorriso mi avevi già conquistato. Insieme ci siamo stretti nei momenti di crisi e difficoltà ma con il nostro amore e la nostra unione ne siamo usciti ancora più

forti di prima; adesso sei a Torino, siamo lontani fisicamente, ma sei sempre nel mio cuore e nel mio pensiero. Ma quanto l'attendevo questo giorno? Spero sia per te speciale ed unico come lo sei sempre tu per me, grazie sorellina ti amo tanto. Un pezzettino è anche tua questa laurea.

Ed un bel pezzo è tuo; sì Camy, una bella fetta del merito è anche tua, per avermi sopportato nei momenti duri, per esser stata una fonte inesauribile e perpetua di energia che mi spronava a non mollare mai, per avermi dato quelle "scosse" di cui ogni tanto ho bisogno, per avermi amato giorno dopo giorno di un amore puro, di avermi completato. Grazie amore mio sei unica, hai reso davvero speciale questa mia vita.

A tutti quelli che involontariamente non ho nominato, a coloro che ho conosciuto all'università, a tutti gli amici ed i conoscenti dico GRAZIE!!!!!!

Ognuno di voi a suo modo è stato parte di questa meravigliosa avventura

E per ultimo volevo fare un ringraziamento alla persona che davvero ha vissuto in "prima linea" questi lunghi anni costellate di gioie e soprattutto di dolori. Un grazie lo dedico proprio a ME!!! C'ero io chino sui libri, c'ero io cinque minuti prima dell'esame con il cuore in gola, c'ero io ogni qual volta l'esame non andava a buon esito, c'ero io a prendermi le rimproverate dai prof...c'ero io!!!!

Solo io posso sapere come sono stati duri questi anni e per questo un grazie lo dedico alla mia costanza e alla mia forza di volontà, c'ero io...ed adesso CI SONO IO a laurearmi!!!